

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2001 年 11 月 22 日 (22.11.2001)

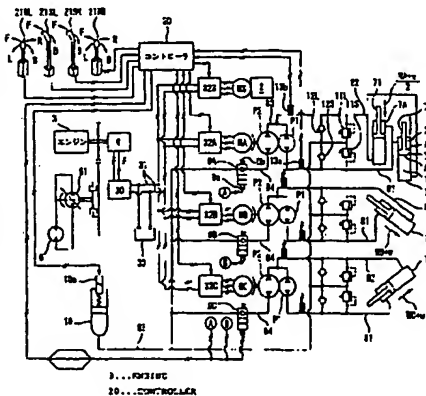
PCT

(10) 国際公開番号  
WO 01/88381 A1

- (51) 国際特許分類: F15B 11/00, E02F 9/20 (72) 発明者; および  
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 平木彦三郎  
(HIRAKI, Hikosaburo) [JP/JP], 伊藤光一郎 (ITOW,  
Koichiro) [JP/JP], 井上宏昭 (INOUE, Hiroaki) [JP/JP];  
〒210-9516 神奈川県川崎市川崎区中瀬3丁目20番  
1号 株式会社 小松製作所 システム開発センタ内  
Kanagawa (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP01/04146
- (22) 国際出願日: 2001 年 5 月 18 日 (18.05.2001)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願2000-148503 2000 年 5 月 19 日 (19.05.2000) JP 添付公開書類:  
国際調査報告書
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会  
社 小松製作所 (KOMATSU LTD.) [JP/JP]; 〒107-8414  
東京都港区赤坂二丁目3番6号 株式会社 小松製作所  
知的財産部 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (国内): JP, KR, US.
- (84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (DE, FR, GB, IT, SE).
- 2 文字コード及び他の略語については、定期発行される  
各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語  
のガイダンスノート」を参照。

(54) Title: HYBRID MACHINE WITH HYDRAULIC DRIVE DEVICE

(54) 発明の名称: 油圧駆動装置付きハイブリッド機械



(57) Abstract: A hybrid machine with a hydraulic drive device having hydraulic actuators allowed to operate against and by external loads, comprising hydraulic cylinders (7), first hydraulic pumps (P1) connected, with closed circuits, to the head side pressure receiving chambers (7S) and the bottom side pressure receiving chambers (7L) of the hydraulic cylinders (7), and second hydraulic pumps (P2) connected, with open circuits, to the bottom side pressure receiving chambers (7L) and an external oil chamber (10), wherein the first and second hydraulic pumps (P1, P2) are connected to electric motors (M) so as to be driven.

(57) 要約:

外負荷に抗して作動自在、かつ外負荷により作動可能な油圧アクチュエータを有する油圧駆動装置付きハイブリッド機械を提供する。このためにハイブリッド機械は、油圧シリンダ(7)と、油圧シリンダ(7)のヘッド側受圧室(7S)及びボトム側受圧室(7L)に対し閉回路として接続した第1油圧ポンプ(P1)と、ボトム側受圧室(7L)及び外部の油室(10)に対し開回路として接続した第2油圧ポンプ(P2)とを備え、第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)を電動機(M)に接続して駆動自在とする。

## 明 細 書

### 油圧駆動装置付きハイブリッド機械

#### 技 術 分 野

本発明は、油圧駆動装置付きハイブリッド機械に関する。

#### 背 景 技 術

ハイブリッド機械は、大略してエンジンと、エンジンを駆動源とした発電機と、電動機と、電動機が外負荷により逆駆動されて生ずる電動機の起電力を蓄電する二次電池とを備え、電動機が発電機及び二次電池から電力を受けて駆動自在とされたものである。ハイブリッド化の狙いは省エネ化及び低公害化であり、近年、普通自動車に実用化されて好成績を納めている。ここに、省エネ化は、自動車の制動時及び降坂時に生じる電動機の逆駆動に基く起電力を電動機への駆動電力として回生させたこと、そしてこれによるエンジンの燃料消費量の減少から生ずる。一方、低公害化は、エンジンの燃料消費量の減少、つまり、排気ガスの減少から生ずる。

ところで、普通自動車での電動機の逆駆動に基く起電力を二次電池に蓄電するとのエネルギー回収は、制動機会が多い市街地走行において期待できるが、制動機会が少ない高速道路走行において期待しにくい。つまり、このハイブリッド普通自動車によれば、エネルギー回収を定常的に行えない。

ところが、定常的に繰り返し作動する油圧駆動装置を備えた、例えば油圧ショベル及びホイールローダ等の建設機械及び鉱山機械並びにフォークリフト等の荷役機械等では、その油圧駆動装置が外負荷に抗して繰り返し伸縮自在であるばかりか、外負荷により繰り返し伸縮される油圧シリンダを有する。さらに、旋回機構を有する油圧ショベル等の機械は、正逆旋回を繰り返し、その制動時に外負荷なる旋回慣性力を受ける旋回モータも有する。つまり、これら機械によれば、油

圧シリンダ及び／又は旋回モータからエネルギー回収を定常的に行える。

従って、かかる油圧駆動装置付き機械をハイブリッド化すれば、少なくともハイブリッド普通自動車よりも定常的に省エネ化及び低公害化を達成でき、従ってかかる油圧駆動装置付き機械のハイブリッド化が望まれている。

### 発 明 の 開 示

本発明は、外負荷に抗して作動自在、かつ外負荷により作動可能の油圧アクチュエータを有する油圧駆動装置付き機械の好適なハイブリッド化を目的とする。更に、ハイブリッド化に最適な油圧駆動装置を併せ提供することを目的とする。

そこで本発明に係わる油圧駆動装置付きハイブリッド機械は、第1に、動力源と、動力源の動力で駆動される発電機と、電動機と、電動機が外負荷により逆駆動されて生ずる電動機の起電力を蓄電する二次電池とを備え、電動機が発電機及び二次電池から電力を受けて駆動自在とされたハイブリッド機械において、外負荷に抗して伸縮自在、かつ外負荷により伸縮可能の油圧シリンダと、油圧シリンダのヘッド側受圧室及びボトム側受圧室に対し閉回路として接続した第1油圧ポンプと、ボトム側受圧室及び外部の油室に対し開回路として接続した第2油圧ポンプとを備え、第1、第2油圧ポンプを電動機に接続して駆動自在としたことを特徴とする。

かかる第1構成によれば、第1油圧ポンプがヘッド側受圧室の油を吸入してボトム側受圧室に吐出するとき第2油圧ポンプが油室の油を吸入してボトム側受圧室に吐出する。従って、油圧シリンダが伸長する。逆に、第1油圧ポンプがボトム側受圧室の油を吸入してヘッド側受圧室に吐出するとき第2油圧ポンプがボトム側受圧室の油を吸入して油室に吐出する。従って、油圧シリンダは短縮する。

そして、第1、第2油圧ポンプが外負荷により逆駆動されると、電動機が回転して起電（発電）する。この起電力は二次電池に蓄電されてエネルギー回収となり、発電機からの電力と合わせ、又は切り換って電動機の駆動電力となる。つまり

、エネルギー回生が生ずる。

尚、第1、第2油圧ポンプは、開回路における方向切換弁の機能を司る。方向切換弁は、油の流れ方向の切り換えのほか、絞り作用を伴って流量制御するものであるから絞り損失（熱損失）を伴う。ところが、第1構成での第1、第2油圧ポンプによる流量制御は、第1、第2油圧ポンプの単なる駆動だけであるから、絞り損失が生じず、省エネ効果が生ずる。勿論、方向切換弁が無いからその分、経済的効果も生ずる。

また、油圧シリンダの伸縮時の油量が第1、第2油圧ポンプでの油の吐出及び吸入に依存する。従って、油圧シリンダが外負荷を受けても第1、第2油圧ポンプを停止しておけば、油圧シリンダが勝手に伸縮しにくい。尚、仮に外負荷を常時受ける油圧シリンダでは、従来技術ならばカウンタバランス弁を備えて外負荷による油圧シリンダの伸縮（暴走）を防止するが、第1構成では、上記の通り、油圧シリンダの伸縮時の油量が第1、第2油圧ポンプでの油の吐出及び吸入に依存するから油圧シリンダが勝手に伸縮することがなく、油圧シリンダの伸縮をオペレータの制御下における。従って第1構成は、カウンタバランス弁を有さない。動力源として、エンジン及び燃料電池などを例示できる。

第2に、上記第1構成において、第1、第2油圧ポンプは、ヘッド側受圧室のピストン受圧面積を $A_1$ 、ボトム側受圧室のピストン受圧面積を $A_2$ 、第1油圧ポンプの単位時間当たりの吐出量を $Q_1$ 、かつ第2油圧ポンプの単位時間当たりの吐出量を $Q_2$ としたときの関係をほぼ「 $A_1 : A_2 = Q_1 : (Q_1 + Q_2)$ 」とするのが望ましい。

かかる第2構成によれば、ほぼ「 $A_1 : A_2 = Q_1 : (Q_1 + Q_2)$ 」の関係としてあるから、油圧シリンダの伸縮を油量の過不足なく行える。

第3は、上記第1構成での油室を蓄圧器に限定したものである

かかる第3構成によれば、第1油圧ポンプがヘッド側受圧室の油を吸入してボトム側受圧室に吐出するとき第2油圧ポンプが蓄圧器の油を吸入してボトム側受圧室に吐出する。従って、油圧シリンダが伸長する。逆に、第1油圧ポンプがボ

トム側受圧室の油を吸入してヘッド側受圧室に吐出するとき第2油圧ポンプがトム側受圧室の油を吸入して蓄圧器に吐出する。従って、油圧シリンダは短縮する。また、蓄圧器は直接的には第2油圧ポンプの蓄圧器側に、さらに間接的には第1油圧ポンプの第2油圧ポンプ側に与圧を与える。このため、第1、第2油圧ポンプでのエアレーション、キャビテーション及びピッチング等の液圧回路での基本的不都合の発生が低減する。

第4に、上記第3構成において、第1、第2油圧ポンプを斜軸形ピストンポンプとし、かつ電動機を両端出力軸形とすると共に、両端出力軸の一方に第1油圧ポンプを接続し、かつ他方に第2油圧ポンプを接続するのが望ましい。

かかる第4構成によれば、油圧ポンプはギヤ形、ベーン形及びピストン形等と多種多様であるが、吐出圧の高圧化から見れば、ピストン形が望ましい。さらに、ピストン形でも耐高速回転性と堅牢性とから見れば、斜板形よりも斜軸形が望ましい。つまり、第4構成は、耐高速回転性と堅牢性とに優れている斜軸形を用いているために、仮に必要流量が大流量でも減速機を介することなく、小形ポンプを電動機に直結できる。ところで、第3構成が第1、第2油圧ポンプを用いるとの第1理由と、斜軸形では斜板形や他の形式のポンプとは異なり電動機に対し両ポンプを直列接続できないとの第2理由とから、第2構成では、電動機の両端出力軸にポンプをそれぞれ接続する。つまり、減速機を無くしてコンパクト化を達成した電動機・ポンプ組立体を提供できる。勿論、直列接続できない余裕空間のない機械に対し、好適に配置できる。

第5に、上記第3構成において、蓄圧器を最高作動圧可変形とするのが望ましい。

かかる第5構成によれば、最高作動圧とは蓄圧器の蓄圧終了上限圧を指す。これを可変形とすることにより、本発明なる油圧駆動装置付きハイブリッド機械自体での制御の自由度が高まる。つまり、省エネ化、その他の有用性を高めることができる（尚、作用効果の詳細例は、後述する実施例で述べる）。

第6に、上記第3構成において、

第1油圧ポンプとヘッド側受圧室とを接続する第1流路に対しては、  
第1流路に対し予め定めた第1リリーフ圧と、  
第1、第2油圧ポンプの各1回転当たりの押し退け容積の和と  
の積値に等しい電動機の駆動トルクを電動機の最大駆動トルクとし、かつ

第1、第2油圧ポンプとボトム側受圧室とを接続する第2流路に対しては、  
第2流路に対し予め定めた第2リリーフ圧と、  
第1、第2油圧ポンプの各1回転当たりの押し退け容積の和と  
の積値に等しい電動機の駆動トルクを電動機の最大駆動トルクとしてもよい。

かかる第6構成によれば、ポンプトルクは、「1回転当たりの押し退け容積×吐出圧」であり、電動機の駆動トルクに等しい。ここに、「ポンプの1回転当たりの押し退け容積」は、固定容積形ポンプでは既知であり、可変容積形ポンプでは容積制御されるからこれも既知となる。一方、「リリーフ圧」は、第6構成では「第1、第2リリーフ圧」として予め定めるから、これも既知である。従って、「両ポンプの1回転当たりの押し退け容積の和×リリーフ圧」なる電動機の駆動トルクは管理自在の値となる。そして、この駆動トルクを超えたトルクで電動機を回転させると、第1、第2流路に第1、第2リリーフ圧以上の油圧が生じてしまう。そこで、第6構成では、「両ポンプの1回転当たりの押し退け容積の和×リリーフ圧」なる電動機の駆動トルクを電動機の最大駆動トルクとしたものである。つまり、電動機回転時には、第1、第2リリーフ圧以上の油圧は第1、第2流路に生じない。具体的には、第6構成によれば、電動機の駆動トルクを監視すれば、油圧回路に通常設けるリリーフ弁を設けることなく、電動機回転時でのリリーフ機能を達成できる。また、電動機の駆動トルクの最大値は設定自在、つまり、変更自在である。従って、マイコン等のコントローラを用いれば、単なる制御プログラムの設定及びその最大駆動トルク変更だけで可変リリーフ制御を簡単、自在かつ経済的に行える。

尚、第6構成に基き「リリーフ制御」及び「可変リリーフ制御」を行うと、これらはリリーフ発生阻止のための制御であるから、上記の通り、リリーフは生じ

ない（但し、このリリース機能は電動機回転時のみしか生じない）。

ところで、第6構成では、第1流路に対する第1リリース圧と、第2流路に対する第2リリース圧とを備えているが、通常は第1、第2リリース圧は同じ値である。従って、第6構成では、これらを同値としてもよい。また、互いに相違させてもよい。即ち、第1流路に対する「両ポンプの1回転当たりの押し退け容積の和×第1リリース圧」なる電動機の第1最大駆動トルクと、第2流路に対する「両ポンプの1回転当たりの押し退け容積の和×第2リリース圧」なる電動機の第2最大駆動トルクとで個別制御する。かかる個別制御が有効な機械の形態及び使われ方に好適である。

第7に、上記第3構成において、第1、第2油圧ポンプのいずれか一方又は両方がピストンポンプであるとき、ピストンポンプの油の外部洩れを受ける油溜と、油溜の油を吸入する第3油圧ポンプと、第3油圧ポンプの吐出油を蓄圧器及び油溜のいずれか一方に切換え自在に導く第1切換弁とを設けることが望ましい。

かかる第7構成によれば、ピストンポンプでは油の外部洩れ生じるので、この洩れ相当油量を2流路又は蓄圧器に補給す必要がある。ここに、洩れ油を第1、第2流路のいずれか低圧側にドレンさせてもよいが、第3構成によれば、機械によっては低圧側も高圧となり、ピストンポンプのピストンの背圧となってポンプのトルク効率を低下させる。また、第3構成は第1油圧ポンプ系の閉回路と第2油圧ポンプ系の開回路との折衷構成ではあるが、第2油圧ポンプ系を蓄圧器を含めて見れば、第2油圧ポンプ系もまた閉回路である。尚、蓄圧器の容量は、基本的には、ヘッド側受圧室とボトム側受圧室の容積差よりも大きければよいが、実際は駆動中のポンプ及びアクチュエータ等での発熱を冷却することを考慮すると、蓄圧器を相当大きくしなければならぬ。そこで、第7構成では、油溜と第3油圧ポンプとを設け、洩れ油相当量を第1、第2流路又は蓄圧器に戻す。尚、油溜の加設によって蓄圧器の圧力が油溜に無条件で逃げないように、逆に第3油圧ポンプの加設によって蓄圧器内に無制限に油が供給されないように、第7構成では、第1切換弁を設けてある。第7構成での蓄圧器が第1、第2構成での油溜に対

応しているから、第7構成での油溜は第1、第2構成での油溜から見れば第2油溜に相当する。

第8に、上記第7構成において、第1、第2流路に可変リリーフ弁を設け、かつ可変リリーフ弁のドレン側にドレン油を蓄圧器及び油溜のいずれか一方に選択的にドレンする第2切換弁を設けてもよい。

かかる第8構成によれば、この可変リリーフ弁は、上記第6構成で述べた「リリーフは生じない、電動機の最大駆動トルクの可変による可変リリーフ制御」とは異なり、飽くまでリリーフが実際に生ずる「もの」としての可変リリーフ弁である。「もの」としての可変リリーフ弁それ自体は、公知であるが、第8構成では、可変リリーフ弁のドレン側に第2切換弁を設けた。第2切換弁は、ドレン油を蓄圧器又は油溜に切換え自在にドレンする。従って、例えば次のような効用（使われ方）がある。

可変リリーフ弁の設定リリーフ圧を低圧化させ、かつ第2切換弁を切換えて蓄圧器にリリーフさせれば、油圧シリンダ、第1、第2油圧ポンプに対して高負荷をかけることもなく、リリーフ損失（発熱である）によって作動油が自動的に昇温する。従って、設定リリーフ圧を選べば、寒冷時及び極寒地での機械の稼動開始時の高粘度油の昇温（いわゆる暖気運転）を効率よく行える。

また、油圧回路では、キャビテーションやエアレーションによって一旦発生した気泡は、閉回路では自然消滅しにくい。第6構成では、可変リリーフ弁の設定リリーフ圧を低圧化させ、かつ第2切換弁を切換えて油溜にリリーフさせれば、回路が高圧化せず、従って例えば第1、第2油圧ポンプが外接形ギヤポンプならばギヤの噛み合い部での閉じ込み圧の高圧化と低圧化との差を低めることができ、従ってギヤ面のピッチング等を防止できる。尚、気泡を含むドレン油を蓄圧器にドレンさせても、気泡が大気解放されないため、気泡は消滅しにくい（又はしない）。一方、気泡を含むドレン油を油溜にドレンさせれば、気泡は油溜から大気へと解放され、油内から消滅する。

第9に、上記第3～第8構成のいずれか1つにおいて、第1油圧ポンプとヘッ



ド側受圧室とを接続する第1流路の所定部を第1接続点とし、かつ

第1、第2油圧ポンプとボトム側受圧室とを接続する第2流路の所定部を第2接続点としたとき、

蓄圧器と第1接続点とを接続する流路を設けてこの流路に第1接続点への油流れのみを許容する第1チェック弁を設け、かつ

蓄圧器と第2接続点とを接続する流路を設けてこの流路に第2接続点への油流れのみを許容する第2チェック弁を設けることが望ましい。

かかる第9構成によれば、第1、第2油圧ポンプの容積効率の相互バラツキ状態での第1、第2油圧ポンプ回転時、及び、第1、第2油圧ポンプ停止時における外負荷による油圧シリンダの伸縮時には第1、第2流路に負圧が発生する。ところが、第1、第2チェック弁が、第1、第2流路の各油圧が蓄圧器での蓄圧以下になろうとすると、開弁して蓄圧器と連通させて第1、第2流路の各油圧を蓄圧器での蓄圧と同圧にする。従って、第1、第2流路でのキャビテーション及びエアレーションの発生を防止できる。

第10に、上記第3～第8構成のいずれか1つにおいて、第2油圧ポンプから蓄圧器に至る流路に、第2油圧ポンプと蓄圧器との連通を遮断自在とする開閉弁を設けてもよい。

かかる第10構成によれば、仮に第1、第2油圧ポンプが洩れ量の多い例えば歯車ポンプでも、開閉弁（又は第1、第2開閉弁）を閉めれば、開閉弁が油の流れを止める。このため、油圧シリンダが外負荷によって勝手に伸縮することがない。尚、開閉弁を開くと共に、第1、第2油圧ポンプを回転させれば、油圧シリンダはこの回転に応じて伸縮する。

第11に、上記第3～第8構成のいずれか1つにおいて、第1流路に第1開閉弁を設け、かつ第2流路に第2開閉弁を設けてもよい。

かかる第11構成は、第10構成に対する別の態様例である。

第12に、上記第9構成において、第1流路のうち第1油圧ポンプと第1接続点との間に第1開閉弁を設け、かつ第2流路のうち第1、第2油圧ポンプと第2

接続点との間に第2開閉弁を設けると共に、

蓄圧器に至る流路に開口した第1ポートと、第1流路のうち第1油圧ポンプと第1開閉弁との間に至る流路に開口した第2ポートと、第2流路のうち第1、第2油圧ポンプと第2開閉弁との間に至る流路に開口した第3ポートとを備え、かつ第1流路の油圧 $P_a$ をパイロット圧として一端側の受圧部に受け、一方、第2流路の圧 $P_b$ をパイロット圧として他端側の受圧部に受けて、

「 $P_a < P_b$ 」時に、第1、第2ポート間のみを内部で連通させる第1位置と、

「 $P_b < P_a$ 」時に、第1、第3ポート間のみを内部で連通させる第2位置と、

「 $P_a = P_b$ 」時に、第1～第3ポート間の総べてを内部で互いに遮断させる第3位置とを備えた第3切換弁を設けたものである。

第1.2構成では、第1流路のうち第1油圧ポンプと第1開閉弁との間に至る流路と、第2流路のうち第1、第2油圧ポンプと第2開閉弁との間に至る流路とに、第1、第2チェック弁のようなチェック弁を設けてない。従って、第1、第2油圧ポンプの回転開始及び停止時と、第1又は第2開閉弁の開閉時とが同期作動しないと、第1、第2油圧ポンプの吸入側が負圧となってキャビテーションやエアレーションを発生し易くなる。同期制御は例えば電気信号的には容易に管理できても、制御によって作動するのが電動機及び第1又は第2開閉弁という機械要素であるから、機械的な同期ずれが微妙に生じ易い。ところが、第1.2構成の第3切換弁は、第1、第2油圧ポンプの吸入側の油圧を同圧にするので負圧が生じず、従ってキャビテーションやエアレーションが発生しなくなる。

第1.3に、上記第1.2構成において、電動機の回転開始時、指定回転方向に対し所定時間だけ逆方向に電動機を回転させ、所定時間経過時に指定回転方向に電動機を回転させるコントローラを設けるのが望ましい。

第1.2構成の作用効果の説明において、同期制御を電気信号的に行うと述べたが、第1.3構成はこれを具現化したものである。

## 図面の簡単な説明

図 1 は第 1 実施例を搭載するローディングショベルの側面図である。

図 2 は第 1 実施例のブロック図である。

図 3 は第 2 実施例を搭載するバックホーショベルの側面図である。

図 4 は第 2 実施例のブロック図である。

図 5 は両端出力軸形電動機に設けた斜軸式ピストンポンプの図である。

図 6 は第 1、第 3 切換弁、可変リリーフ弁及び油溜を加設した油圧駆動回路図である。

図 7 は第 3 切換弁が下側位置にある図である。

図 8 は第 3 切換弁が上側位置にある図である。

図 9 は第 3 切換弁が中央位置にある図である。

図 10 は他の第 3 切換弁が下側位置にある図である。

図 11 は他の第 3 切換弁が上側位置にある図である。

図 12 は他の第 3 切換弁が中央位置にある図である。

図 13 は外負荷に抗してシリンダを伸長させる図である。

図 14 は外負荷によってシリンダを伸長させる図である。

図 15 は外負荷に抗してシリンダを短縮させる図である。

図 16 は外負荷によってシリンダを短縮させる図である。

図 17 は操作レバー中立状態図である。

図 18 は図 17 から電動機を逆転させた図である。

図 19 は図 18 と同じ制御状態図である。

図 20 は図 19 から電動機を正転させた図である。

図 21 は第 2 開閉弁を開けた図である。

図 22 は第 2 開閉弁を開けた後に電動機を回転させた図である。

図 23 は電動機を回転させた図である。

図 24 は電動機を回転させた後に第 2 開閉弁を開けた図である。

図 25 は操作レバーの傾度とポンプ回転速度との通常操作パターンである。

図 26 は操作レバーの傾度とポンプ回転速度との急操作係パターンである。

図 27 は操作レバーの傾度とポンプ回転速度との微操作パターンである。

図 28 は第 2、第 3 油圧検出器の装着例を示す図である。

図 29 は開閉弁の開閉ヒステリシス図である。

#### 発明を実施するための最良の形態

本発明に係わる油圧シリンダ駆動用油圧回路の好適な実施例に関し、図 1 ～ 図 29 を参照して説明する。

上記第 1 実施例を搭載する例機は、図 1 のローディングショベルである。これは、下部走行体 1 上に上部旋回体 2 を旋回自在に備え、上部旋回体 2 上にエンジン 3、運転室 4 及び作業機 5 を備える。下部走行体 1 は左右それぞれに設けた油圧モータ 6、6（以下「走行モータ 6」とする）によって前後進、停止及び操行自在である。上部旋回体 2 は、従来一般に油圧モータによって正逆旋回及び停止自在とされるが、例機では電動機 MS により正逆旋回及び停止自在とされている。作業機 5 は、上部旋回体 2 からブーム 5 A、アーム 5 B 及びバケット 5 C を順次関節連結し、油圧式のブームシリンダ 7 A、アームシリンダ 7 B 及びバケットシリンダ 7 C の伸縮によって作動（起伏及び屈折）自在である。尚、本実施例においてはエンジン 3 を動力源 3 として使用したが、これに限定されるものではない。動力源 3 としては、燃料電池、外部電源及びバッテリーなどを例示できる。

第 1 実施例は、図 2 の通りである。図 2 には、前記上部旋回体 2、エンジン 3、走行モータ 6 の一つ、電動機 MS、ブームシリンダ 7 A、アームシリンダ 7 B 及びバケットシリンダ 7 C を含めてある。特に区別せぬときは、各シリンダ 7 A ～ 7 C は以下単に「油圧シリンダ 7」とする。

油圧シリンダ 7 は、外部ヘロッド 7 1 の一端を突出した片ロッド形複動シリンダであり、互いに大小異なるものの第 1 実施例では、図 2 の通り、同様の駆動用油圧回路を有して駆動される。そこで、特に区別せぬときは、ブームシリンダ 7 A の駆動用油圧回路を例示的に説明し、他の各シリンダ 7 B、7 C の駆動用油圧

回路については異なる事項のみ述べる。

図2の通り、ブームシリンダ7Aのチューブに内臓され、かつピストンロッド71の他端に固設したピストン72の小さい受圧面積A1なるヘッド側受圧室7Sは、油路81と、第1油圧ポンプP1の吐出口及び吸入口と、油路82とを経て大きい受圧面積A2なるボトム側受圧室7Lに接続する。また、油路82は、油路83と、第2油圧ポンプP2の吐出口及び吸入口と、油路84と、開閉弁9Aと、油路85とを経て蓄圧器10に接続する。つまり、第1油圧ポンプP1はブームシリンダ7Aのヘッド側受圧室7S及びボトム側受圧室7Lに対し閉回路として接続され、一方、第2油圧ポンプP2は、ボトム側受圧室7Lに対し開回路として接続されている。尚、本実施例では油室10として、蓄圧器10を使用している。しかし、油室10はこれに限定されるものではなく、“油の流入流出を可能とする空間を有する室”を形成するものであればよい。

開閉弁9Aはソレノイド式である。ソレノイド9aはコントローラ20に電氣的に接続し、コントローラ20から励磁電流を受けると、ばね9bの付勢力に抗して開閉弁9Aを開いて油路84、85間を連通させる。一方、励磁電流を受けないとき（例機の休車時を含む）、開閉弁9Aはばね9bの付勢力によって閉じており、油路84、85間を遮断する。尚、他の各シリンダ7B、7Cの駆動用油圧回路も同様に開閉弁9B、9Cを備える。特に区別せぬときは開閉弁9A～9Cは以下単に「開閉弁9」とする。

蓄圧器10は、コントローラ20に電気信号的に接続し、コントローラ20から励磁電流を受け、その励磁電流が増加するほど最高作動圧（「蓄圧終了上限圧」である）を高圧3MPa（ $\approx 30\text{ kg/cm}^2$ ）から低圧2MPa（ $\approx 20\text{ kg/cm}^2$ ）へと低めるソレノイド式アクチュエータ10aを備える。尚、蓄圧器10の最低作動圧（「蓄圧開始下限圧」である）は、最高作動圧の変化に係わりなく、1.7MPa（ $\approx 17\text{ kg/cm}^2$ ）程度である。

尚、油路81は、並列配置の第1安全弁11Sと第1チェック弁12Sとを経て油路85に接続する。油路82も同様に、並列配置の第2安全弁11Lと第2

チェック弁12Lとを経て油路85に接続する。

第1安全弁11Sは、油路81内の油圧が第1安全弁11Sの設定圧34MPa ( $\approx 350 \text{ kg/cm}^2$ ) まで昇圧すると開き、油路81を油路85に連通させて油路81内の異常圧 (34MPa ( $\approx 350 \text{ kg/cm}^2$ ) 以上の高圧) の発生を防止する。

第2安全弁11Lも同様に、油路82内の油圧が第2安全弁11Lの設定圧34MPa ( $\approx 350 \text{ kg/cm}^2$ ) まで昇圧すると開き、油路82を油路85に連通させて油路82内の異常圧 (34MPa ( $\approx 350 \text{ kg/cm}^2$ ) 以上の高圧) の発生を防止する。

第1チェック弁12Sは油路85から油路81への油流れのみを許容し、第2チェック弁12Lは油路85から油路82への油流れのみを許容する。即ち、両チェック弁12S、12Lは両油路81、82内の負圧及び真空の発生を防止する。

また、油路81は第1油圧検出器13aを備え、油路82は第2油圧検出器13bを備える。両油圧検出器13a、13bは、コントローラ20に電気信号的に接続し、両油路81、82の油圧情報を検出してコントローラ20に入力する。尚、他の各シリンダ7B、7Cの駆動用油圧回路も同様に、第1、第2油圧検出器13a、13bをそれぞれ備える (詳細は不図示)。

第1、第2油圧ポンプP1、P2は固定容積形であり、電動機MAの出力軸に共に直結され (又は、不図示の減速機を経て共に直結され)、電動機MAの正逆回転によって正逆回転する。尚、図2に示す通り、他の油圧シリンダ7B、7Cの駆動用油圧回路も同様に電動機MB、MCを備える。特に区別せぬときは、電動機MS、MA~MCは、以下単に「電動機M」とする。

電動機Mは、エンジン3で駆動される発電機Gを主発電とする。発電機G及び電動機Mは三相交流式である。発電機Gはエンジン回転速度と、当該発電機Gのロータコイル (不図示) への励磁電流の大きさとにそれぞれに比例した電圧を発生する。第1実施例では、発電機Gが常備する第1電圧調整機 (不図示) が励磁

電流を調整し、これにより発電機Gに所定電圧を発生させる。発生した三相交流は、第1整流器30によって直流定電圧V1に変換され、この電圧V1が動力線31を経て電動機Mに設けた各インバータ32S、32A～32Cに印加される。尚、特に区別せぬときは、インバータ32S、32A～32Cは、以下単に「インバータ32」とする。

インバータは単純には「直流から交流への変換機器」であるが、近年、諸機能を司る。そこで、第1実施例でのインバータ32もコントローラ20と同期して次の諸機能を司る。

第1機能として、インバータ32は直流を三相交流に戻す

第2機能として、インバータ32は、コントローラ20に対し電気信号的に接続し、コントローラ20からの指令信号に基づき電動機Mのステータコイル（不図示）への電流に対し周波数制御、大小制御及び方向制御等を施し、これにより電動機Mをコントローラ20からの指令信号に基づく正逆回転、回転速度、停止を自在とする。

尚、コントローラ20は、いわゆるマイコンと、このマイコンから指令を受けて詳細を後述する各ソレノイドに送るソレノイド駆動電流を発生するための電流発生器とを含む。尚、インバータ32はコントローラ20の一種であるから、インバータ32をコントローラ20内に一体化して構築してもよい。実施例では、例機に既設のコントローラ20と既存のインバータ32とを転用して交信可能とすべく、これらをバージョンアップしてある。尚、コントローラ20及びインバータ32が記憶し、かつソレノイド等の各種アクチュエータを動作させるための、詳細を後述する動作プログラムは、本実施例固有のものである。

第3、第4機能は、次の通り。即ち、電動機Mは、発電機Gの第1電圧調整機と同じくそのロータコイル（不図示）への励磁電流を調整する第2電圧調整機（不図示）を備える。そして、詳細は後述するが、仮に第1、第2油圧ポンプP1、P2が外負荷によって逆駆動されると、また、上部旋回体2の制動時に上部旋回体2が慣性力によって停止まで旋回すると、電動機Mは発電する。すると、第

3機能として、そのインバータ32はその発電を検知する。第4機能として、電動機Mが所定の三相交流電圧を発電するように、電動機Mの第2電圧調整機が発生する励磁電流を調整する。

詳しくは次の通り。

インバータ32は、第1機能を達成するための直流を三相交流に戻す回路（不図示）を有するが、この回路に対し並列に、第2整流器（不図示）を備える。そして、動力線31は、第1整流器30及び第2整流器に対し並列に二次電池なる蓄電池33を備える。尚、両整流器は共に公知の6個のダイオードの組合わせ式であり、動力線31への電流流れのみを許容する。

即ちインバータ32は、第5機能として、電動機Mが発電したとき発生した三相交流を第2整流器によって直流定電圧V2に整流させ、この電圧V2を動力線31を介して蓄電池33に印加させる。ここに、蓄電池33の充電条件は、第1に「 $V2 > V1$ 」であり、第2に「蓄電池33が充電不足であること」である。そして、これら充電条件が満たされていると、電動機Mが発電した電気は蓄電池33に充電される。

即ち、インバータ32の第4機能は、あるインバータ32がその電動機Mの発電を第3機能によって検知したとき、その第2整流器の第5機能を達成させるために第2整流器が「 $V2 > V1$ 」なる直流定電圧V2を出力するように（例えば、「 $V1 = 100V$ 」ならば、「 $V2 = 200V$ 」とするように）、その電動機Mの第2電圧調整機に対し電動機Mのロータコイルへの励磁電流を調整させる。

即ちコントローラ20は、前記の通り、各開閉弁9のソレノイド9aと、蓄圧器10のソレノイド式アクチュエータ10aとにそれぞれの励磁電流を入力自在としてあると共に、第1、第2油圧検出器13a（3個）、13b（3個）から各油圧情報を入力し、かつインバータ32に指令信号を入力自在としてある。さらに、コントローラ20は、運転室4に配置した左作業機操作レバー21WL及び右作業機操作レバー21WRの各傾倒方向F、B、L、R（Fは前傾、Bは後傾、Lは左傾、Rは右傾）毎に設けた傾角検出器（不図示）と、左走行操作レバ



ー 2 1 S L 及び右走行操作レバー 2 1 S R の各傾倒方向 F、B 毎に設けた傾角検出器（不図示）とに対し電気信号的に接続し、各操作レバーの操作信号（傾倒方向及び傾角  $\theta$  の信号）を入力する。尚、特に区別せぬときは、各操作レバーは、以下単に「操作レバー 2 1」とする。

左作業機操作レバー 2 1 W L は、前傾 F で右旋回（電動機 M S の正回転であり、オペレータから見て上部旋回体 2 の右方向への旋回）、後傾 B で左旋回（電動機 M S の逆回転であり、オペレータから見て上部旋回体 2 の左方向への旋回）、右傾 R でアーム掘削（アームシリンダ 7 B の伸長によるアーム上げ）、左傾 L でアームダンプ（アームシリンダ 7 B の短縮によるアーム下げ）、かつ中立位置で電動機 M S 及びアームシリンダ 7 B の停止を司る。

右作業機操作レバー 2 1 W R は、前傾 F でブーム伏せ（ブームシリンダ 7 A の短縮によるブーム下げ）、後傾 B でブーム起立（ブームシリンダ 7 A の伸長によるブーム上げ）、右傾 R でバケットダンプ（バケットシリンダ 7 C の短縮によるバケット下向き回転）、左傾 L でバケット掘削（バケットシリンダ 7 C の伸長によるバケット上向き回転）、かつ中立位置でブームシリンダ 7 A 及びバケットシリンダ 7 C の停止を司る。

左走行操作レバー 2 1 S L は、前傾 F で左前進（左走行モータ 6 の正回転）、後傾 B で左後進（左走行モータ 6 の逆回転）、かつ中立位置で左走行モータ 6 の停止を司る。右走行操作レバー 2 1 S R は、前傾 F で右前進（右走行モータ 6 の正回転）、後傾 B で右後進（右走行モータ 6 の逆回転）、かつ中立位置で右走行モータ 6 の停止を司る。

そして、コントローラ 2 0 は、  
詳細を後述する「動作プログラム」と、

「各傾角検出器毎に対応する開閉弁 9（9 A～9 C）のソレノイド 9 a 及びインバータ 3 2 S」と、

「各傾角検出器の傾倒方向 F、B、L、R 毎に対応するインバータ 3 2 及びその正逆回転指令信号」と、

「各傾角検出器の傾角 $\theta$ の大きさ毎に対応する正逆回転指令信号の大きさのマトリクス（及び／又は各関数）」と、

「左作業機操作レバー21WLの左傾L（アーム下げ）並びに右作業機操作レバー21WRの前傾F（ブーム下げ）及び右傾R（バケット下向き回転）の各傾角 $\theta$ の大きさの増加に応じて増加する蓄圧器10のソレノイド式アクチュエータ10aへの励磁電流の大きさの各マトリクス（及び／又は各関数）」と、  
詳細を後述するリリース相当圧32MPa（ $\approx 325\text{ kg/cm}^2$ ）と  
を予めメモリ（不図示）に記憶する。

上記「動作プログラム」を説明する。尚、例機は、エンジン3の稼動状態において、岩壁等に正対する位置まで自走したのち停止し、作業機5を用いて岩壁等を掻揚げ掘削し、作業機5の姿勢を適正化させつつ、例機の例えば側方に停車するダンプトラック等に掘削物をダンプ（「落下積載」のこと）することを繰り返す（いわゆる「ローディング作業」を行う）。以下、ブームシリンダ7Aのみの動作プログラム（ブーム5Aの起立（上げ）、保持（停止）及び伏せ（下げ））で例示する。

先ずオペレータはエンジン3を始動させる。これにより、蓄電池33が充電不足状態であれば、蓄電池33は直流定電圧V1に基づく充電を開始する。

（a）ブーム起立（ブーム上げ）は次の通り。

オペレータが右作業機操作レバー21WRを後傾Bさせると、右作業機操作レバー21WRの傾角検出器は後傾角 $\theta$ をコントローラ20に入力する。コントローラ20は、「右作業機操作レバー21WRの傾角検出器に対応する開閉弁9Aのソレノイド9a」をメモリから読み出し、ソレノイド9aに励磁電流を与えて開閉弁9Aを開き、油路84、85間を連通させる。同時に、コントローラ20は、「後傾Bに対応するインバータ32A及び正回転指令信号」をメモリから読み出すと共に、「後傾角 $\theta$ の大きさに対応する正回転指令信号の大きさ」をメモリのマトリクス（及び／又は各関数）から読み出し、インバータ32Aに後傾角 $\theta$ に対応する大きさの正回転指令信号を入力する。インバータ32Aは正回転指

令信号を受けると、直流から戻した三相交流（第1機能）を、正回転指令信号及びその大きさに応じた周波数制御、大小電流制御及び／又は電流方向制御を行って電動機MAを正回転指令信号の大きさに対応した速度で正回転させる（第2機能）。電動機MAの正回転によって、電動機MAに直結した（又は不図示の減速機を経て直結した）第1、第2油圧ポンプP1、P2は共に正回転する。これにより、第1油圧ポンプP1はブームシリンダ7Aのヘッド側受圧室7S内の油を油路81から吸引して油路82に吐出する。同時に、第2油圧ポンプP2は蓄圧器10内の圧油を油路85、開閉弁9A、油路84を経て吸引して油路83に吐出する。油路83に吐出された油は、油路82において第1油圧ポンプP1の吐出油と合流してボトム側受圧室7Lに流入する。これにより、ブームシリンダ7Aは伸長し、ブーム5Aは起立してゆく。

（b）ブーム保持（ブーム停止）は次の通り。

オペレータが右作業機操作レバー21WRを中立位置にすると、傾角検出器はコントローラ20への入力信号を止める。インバータ32Aはコントローラ20からの信号を受けないので電動機MAのロータコイルへの励磁電流を遮断して電動機MAを回転自由とする（尚、電動機MAのステータコイル（不図示）への駆動電流を遮断してもよい）。同時に、ソレノイド9aへの励磁電流を遮断して開閉弁9Aを閉じ、油路84、85間を遮断させる。この油路84、85間の遮断（第1理由）と、さらにはブームシリンダ7Aが「（ヘッド側受圧室7Sの容積）＜（ボトム側受圧室7Lの容積）」のために、両室7S、7L間で油の出入りが生じないこと（第2理由）とによって、油路81、82での油の流れが止まる。従って、ブームシリンダ7Aが停止し、かつ作業機5の自重WAによる油の内部洩れに基づくブーム5Aの自然降下も生じなくなる。即ち、ブーム5Aは停止する。

（c）ブーム伏せ（ブーム下げ）は次の通り。

オペレータが右作業機操作レバー21WRを前傾Fさせると、右作業機操作レバー21WRの傾角検出器は前傾角 $\theta$ をコントローラ20に入力する。コントロ

ーラ 20 は、「右作業機操作レバー 21 WR の傾角検出器に対応する開閉弁 9 A のソレノイド 9 a」をメモリから読み出し、ソレノイド 9 a に励磁電流を与えて開閉弁 9 A を開き、油路 8 4、8 5 間を連通させる。同時に、コントローラ 20 は、「前傾 F に対応するインバータ 3 2 A 及び逆回転指令信号」をメモリから読み出すと共に、「前傾角  $\theta$  の大きさに対応する逆回転指令信号の大きさ」をメモリのマトリクス（及び／又は各関数）から読み出し、インバータ 3 2 A に前傾角  $\theta$  に対応する大きさの逆回転指令信号を入力する。インバータ 3 2 A は逆回転指令信号を受けると、直流から戻した三相交流（第 1 機能）を、逆回転指令信号及びその大きさに応じた周波数制御、大小電流制御及び／又は電流方向制御を行って電動機 MA を逆回転指令信号の大きさに対応した速度で逆回転させる（第 2 機能）。電動機 MA の逆回転によって、電動機 MA に直結した（又は不図示の減速機を経て直結した）第 1、第 2 油圧ポンプ P 1、P 2 は共に逆回転する。これにより、第 1 油圧ポンプ P 1 はブームシリンダ 7 A のボトム側受圧室 7 L 内の油を油路 8 2 から吸引して油路 8 1 に吐出しヘッド側受圧室 7 S に導く。同時に、第 2 油圧ポンプ P 2 がボトム側受圧室 7 L 内からの油を油路 8 2 から油路 8 3 を経て吸引して油路 8 4 に吐出し、開閉弁 9 A と、油路 8 5 とを経て蓄圧器 10 に導き、これに蓄圧させる。これによってブームシリンダ 7 A は短縮し、ブーム 5 A は伏せてゆく。尚、以下の説明を容易にするため、この（c）を「電動機 MA を電気駆動させて行うブーム下げ」とする。

ところで例機はローディングショベルである。従って、掘削作業時のブーム伏せ（下げ）は、先ず作業機 5 の自重 WA とバケット 5 C 内の掘削物の重量 w とによるブームシリンダ 7 A の短縮によって生ずる。従って、上記（c）の「電動機 MA を電気駆動させて行うブーム下げ」は、作業機 5 の自重 WA とバケット 5 C 内の掘削物の重量 w とによるブームシリンダ 7 A の短縮速度よりもさらに速く短縮させるときか（但し、このような場合は實際上、殆どない）、又は、例えばバケット 5 C を接地させてブームシリンダ 7 A を短縮させることにより例機の作業機側を地上から浮かせて例機の下部に対する例えば整備作業を容易に行おうとす

るような場合に限られる。このことは、アーム 5 B、バケット 5 C 及びバケットシリンダ 7 C の自重  $W_B$  とバケット 5 C 内の掘削物の重量  $w$  とによるアームシリンダ 7 B の短縮（アーム下げ）の場合、及び、バケット 5 C の自重  $W_C$  とバケット 5 C 内の掘削物の重量  $w$  とによるバケットシリンダ 7 C の短縮（バケット下げ）の場合も同様である。尚、上記「 $W_A + w$ 」、「 $W_B + w$ 」及び「 $W_C + w$ 」はそれぞれ以下単に「作業機自重  $W$ 」とする。

（d）即ち例機での掘削作業時のブーム下げは、実際は、上記の通り、ブーム下げは、先ず作業機自重  $W$  によるブームシリンダ 7 A の短縮によって生ずる。従って、ブームシリンダ 7 A の短縮によって第 1、第 2 油圧ポンプ P 1、P 2 が逆駆動され、電動機 M A も逆駆動される。つまり、上記（c）で説明したように、オペレータが右作業機操作レバー 2 1 W R を前傾 F させ、これにより電動機 M A がコントローラ 2 0 からの逆回転指令信号の大きさに応じた速度で逆回転しようにも、電動機 M A が第 1、第 2 油圧ポンプ P 1、P 2 によって逆駆動させられるので、たとえ発電機 G 側から直流電圧  $V_1$  が印加されていても電動機 M A には直流電圧  $V_1$  に基づく駆動電流は流れず、電動機 M A は逆に発電する。

ここに、蓄電池 3 3 の充電が不十分であるとすれば（尚、蓄電池 3 3 の充電量は充電時間に関係し、充電電圧とは直接的には関係しない）、電動機 M A の発電に基づく直流定電圧  $V_2$  が第 1 整流器 3 0 を経た直流定電圧  $V_1$  よりも高いので（ $V_2 > V_1$ ）、蓄電池 3 3 は直流定電圧  $V_2$  による充電を開始する。即ち、蓄電池 3 3 は発電機 G に基づく電圧  $V_1$  によって充電される外、さらに電動機 M に基づく電圧  $V_2$  によって充電される。

ところでブーム下げを、上記（d）のように、作業機自重  $W$  によるブームシリンダ 7 A の短縮だけに依存させると、蓄電池 3 3 への充電は十分に行われるとしても、短縮速度をオペレータが制御できないことになる（いわゆる「暴走」が生ずる）。そこで、第 1 実施例でのブーム下げ速度は、次の通り、制御自在としてあり、暴走発生を防止している。なお、暴走とは、周知の通り、アクチュエータがオペレータの制御下によらず作業機自重  $W$  や慣性力によって作動することであ

る（以下同じ）。

即ち蓄圧器10は、コントローラ20に電気信号的に接続し、コントローラ20から励磁電流を受け、その励磁電流が増加するほど、最高作動圧を高圧3MPa（ $\approx 30\text{ kg/cm}^2$ ）から低圧2MPa（ $\approx 20\text{ kg/cm}^2$ ）に低めるソレノイド式アクチュエータ10aを備える。即ち、ブーム下げ速度は、オペレータの右作業機操作レバー21WRの操作量（前傾角 $\theta$ ）に基づき、次の通り制御自在である。

オペレータが右作業機操作レバー21WRを前傾Fさせ、その前傾角 $\theta$ を大きくするほど、コントローラ20は、「傾角 $\theta$ の大きさの増加に応じて増加するソレノイド式アクチュエータ10aへの励磁電流の大きさ」をメモリのマトリクス及び／又は関数から読み出し、ソレノイド式アクチュエータ10aへの励磁電流を増大させる。これにより最高作動圧は、高圧3MPa（ $\approx 30\text{ kg/cm}^2$ ）から低圧2MPa（ $\approx 20\text{ kg/cm}^2$ ）へと変化する。つまり、前傾角 $\theta$ を大きくするほど、作業機自重Wによるブームシリンダ7Aの短縮力に抗する蓄圧器10の最高作動圧が小さくなる。従って、ブームシリンダ7Aのボトム側受圧室7L内の油は、第2油圧ポンプP2と、開閉弁9Aとを経て蓄圧器10内に流入し易くなる（また、ボトム側受圧室7L内の油は第1油圧ポンプP1を経てヘッド側受圧室7S内へも流入し易くなる）。つまり、ブーム下げ速度が、オペレータの右作業機操作レバー21WRの操作量（前傾角 $\theta$ ）に基づき制御される。

尚、このようなブーム下げ速度の制御は、第1実施例では、アーム5B及びバケット5Cそれぞれの下げ速度制御に対しても同様としてある。このことは、図2及び前記したコントローラ20のメモリの他の記憶内容なる「左作業機操作レバー21WLの左傾L（アーム下げ）及び右作業機操作レバー21WRの右傾R（バケット下向き回転）の各傾角 $\theta$ の大きさの増加に応じて増加する蓄圧器10のソレノイド式アクチュエータ10aへの励磁電流の大きさの各マトリクス（及び／又は各関数）」によって明らかである。

ところで掘削作業時、油圧シリンダ7のヘッド側及びボトム側受圧室7S、7

Lには異常圧、負圧及び真空の発生が頻発する。例えば、油圧シリンダ7のヘッド側受圧室7S（又はボトム側受圧室7L）に異常圧が発生すれば、反対側のボトム側受圧室7L（又はヘッド側受圧室7S）に負圧（又は真空）が発生する。このとき、第1、第2チェック弁12S、12Lは負圧（又は真空）を防止し、一方、安全弁11S、11Lは異常圧（34MPa以上（ $\approx 350\text{ kg/cm}^2$ 以上））の発生を防止する。

尚、例機のコントローラ20は、操作レバー21の傾倒中に第1油圧検出器13a又は第2油圧検出器13bから予めメモリに記憶したリリース相当圧32MPa（ $\approx 325\text{ kg/cm}^2$ ）以上の油圧情報を受けると、操作レバー21の操作（系統）及びその操作量（傾角 $\theta$ ）に係わらず、上記（b）で既説の「保持」への移行信号（「割り込み信号」である）をそのインバータ32に入力する。尚、第1実施例では、リリース相当圧32MPa（ $\approx 325\text{ kg/cm}^2$ ）とは別に、上記安全弁11S、11Lの設定圧34MPa（ $\approx 350\text{ kg/cm}^2$ ）も規定しているが、安全弁11S、11Lは、操作レバー21の未操作時にも作動する。また、安全弁11S、11Lはコントローラによる電動機MAの回転から保持への移行に係る不慮の応答遅れも吸収する。

走行モータ6、6は、図2に示す通り、正逆反転式の可変容積形油圧ポンプ61、61とで閉回路を構成している。即ち、左走行操作レバー21SL及び／又は右走行操作レバー21SRを前傾F又は後傾Bさせると、その傾角検出器からの傾角 $\theta$ がコントローラ20を経てその油圧ポンプ61の容積変更用サーボバルブを制御し、これにより、その油圧ポンプ61が傾倒方向F（又はB）に応じた吐出方向に傾角 $\theta$ の大きさに応じた押し退け容積の油を吐出し、走行モータ6、6を自在速度に正回転又は逆回転させている。

上記第1実施例の作用効果を項目列記する。尚、既説の作用効果は重複説明を避けるため、必要以外は省略する。

上記第1実施例によれば、ブーム5A、アーム5B及びバケット5Cの下げ時に、作業機自重Wに基づく油圧エネルギーを、蓄圧器10に対しては油圧エネルギー

として蓄え、蓄電池 33 に対しては電気エネルギーとして蓄える。即ち上記第 1 実施例によれば、従来放棄されていたエネルギーが回収される。そして、回収したエネルギーは、ブーム 5A、アーム 5B 及びバケット 5C のいずれか又は複数の上げ時に再利用されることとなる（いわゆる「エネルギー回生」が生ずる）。ところで例機はローディングショベルであるから、その掘削作業形態は、ブーム 5A、アーム 5B 及びバケット 5C の上げから下げ、そして下げから上げへの繰り返し動作である。即ち、掘削作業時において、エネルギーの回収と再使用とが交互に生じ、従って無駄無くエネルギーの回生を行える。詳しくは、次の通り。

(A) 蓄圧器 10 に蓄圧した油圧エネルギーの回生

ポンプトルクは吐出圧と吸入圧との差圧（＝吐出圧－吸入圧）に比例する。ここで「吸入圧」は蓄圧器 10 の蓄圧に相当するから、上げ時には蓄圧器 10 の内圧分だけポンプトルクを小さくできる。即ちその分、第 1、第 2 油圧ポンプ P1、P2 及び電動機 M の耐トルク性（機械的に言えば「剛性」である）に余裕が生じ、また、エンジン 3 等を小出力化（即ち、小形化）できる。

(B) 蓄電池 33 に蓄電した電気エネルギーの回生（即ち「放電」）

下げ時に蓄電した蓄電池 33 の電圧  $V_2$  は、発電機 G からの電圧  $V_1$  よりも高圧となる（ $V_2 > V_1$ ）。従って、上げ時での上げ始めは、先ず蓄圧器 33 が放電して電動機 M を駆動する。そして放電によって電圧  $V_2$  が電圧  $V_1$  まで低下する間、発電機 G は電圧  $V_1$  をただ単に発生しているだけでありその電流は流れない。つまり、この間のエンジン 3 は、ブーム 5A、アーム 5B 及びバケット 5C の上げに対して無負荷運転となる。また、上げ始めは、電動機 M に高トルク（高電流）が要求される起動時である。即ち、起動終了後又は略終了時の電動機 M の中・低トルク（中・小電流）域を発電機 G（即ち、エンジン 3 が）が負担することになる。従ってその分、発電機 G は元より、エンジン 3 等も小出力化（即ち、小形化）できる。

(C) 作業機自重 W や慣性力を受けるアクチュエータ（油圧シリンダ、油圧モータ）に対して、従来は、カウンタバランス弁を別途備えて作業機自重 W や慣性



力による暴走を防止している。カウンタバランス弁は、周知の通り、アクチュエータの背圧が作業機自重 $W$ や慣性力に基づく油圧よりも大きくなったときからアクチュエータの作動を許容させる弁である。ところが上記第1実施例では、第1、第2油圧ポンプ $P1$ 、 $P2$ 自体が暴走に伴う油の流れを遮断自在とするため、カウンタバランス弁を別途備えることなく第1、第2油圧ポンプ $P1$ 、 $P2$ の回転制御だけで下げ速度を自在制御でき、従って暴走が生じない（但し、この第1実施例では、上記の通り、蓄圧器10の最高作動圧を変更自在とし、これによって下げ速度を制御している）。また、カウンタバランス弁において必要な「アクチュエータの背圧を作業機自重 $W$ や慣性力に基づく油圧よりも大きくさせる」との圧力制御が不要であり、従ってその分、油圧エネルギーの損失を低減できる。勿論、カウンタバランス弁が不要となるからその分の経済的効果も顕著に生ずる。

(D) 操作レバー21の傾倒中に、コントローラ20が第1油圧検出器13a又は第2油圧検出器13bから、予め記憶したリリース相当圧 $3.2\text{MPa}$ 以上（約 $325\text{kg/cm}^2$ 以上）の油圧情報を受けると、操作レバー21の操作量（傾角 $\theta$ ）に係わらず、コントローラ20は上記(b)で説明の「保持」状態への移行信号をそのインバータ32に入力する。従って、操作レバー21の操作時にリリース損失が生じない又は無視できる。即ちエンジン3の燃費が向上し、また、油が昇温し難くなるので少ない油量によって例機を稼働させることができる。

(D1) 操作レバー21の操作時にリリース損失が生じない。即ち、減多にリリース圧が生じない例えばクレーン車等を例機とするときは、両油圧検出器13a、13bと、これら両油圧検出器13a、13bに係わるコントローラ20での制御プログラム関係とは無くてもよい。

尚、制御プログラム関係とは、「リリース相当圧 $3.2\text{MPa}$ （ $\approx 325\text{kg/cm}^2$ ）」のメモリからの削除、リリース相当圧 $3.2\text{MPa}$ （ $\approx 325\text{kg/cm}^2$ ）と第1、第2油圧検出器13a、13bからの油圧情報との比較及び比較結果に基づくインバータ32への「保持」への移行信号の入力の削除等である。

(D2) また、例機においても、両油圧検出器13a、13bと、コントロー

ラ 20 におけるこの制御プログラム関係とを削除してもよい。この場合、安全弁 11 S、11 L がリリーフ弁として機能することとなる。勿論、この場合、安全弁 11 S、11 L に対し並列に、安全弁 11 S、11 L の設定圧よりも低い設定圧のリリーフ弁をそれぞれ設けてもよい。

(D 3) また、第 1、第 2 油圧検出器 13 a、13 b を省いて、リリーフ圧機能をコントローラ 20 又はインバータ 32 での制御プログラムだけでも達成できる。即ち、流路 81、82 に対する所定のリリーフ圧と、第 1、第 2 油圧ポンプ P1、P2 の各 1 回転当たりの押し退け容積の和との積値に等しい電動機 M の駆動トルクを電動機 M の最大駆動トルクとすればよい。つまり、コントローラ 20 又はインバータ 32 は電動機 M の駆動トルクが最大駆動トルクになったとき、コントローラ 20 又はインバータ 32 が電動機 M を停止させるようにする。このようにすると、流路 81、82 にリリーフ圧が生じようとしても、電動機 M が停止してしまうので、リリーフ圧は生じない。尚、このときは、警報又は電光表示する報知器を別途設けてリリーフ圧の発生直前状態であることを外部のオペレータ等に報知するのがよい。尚、このリリーフ圧発生防止プログラムは、電動機 M の回転時でしか機能を発揮しない。そこで、電動機 M の停止時のリリーフ制御は、安全弁 11 S、11 L により行うことになる。尚、電動機 M の駆動トルクの最大値は設定自在、つまり、変更自在であるから、可変リリーフ制御も簡単、自在かつ経済的に行える。また、制御プログラムだけでリリーフ圧を設定できるから、流路 81 にはこれに好適な第 1 リリーフ圧を設定し、かつ流路 82 にもこれに好適な、第 1 リリーフ圧とは異なる値の第 2 リリーフ圧を設定してもよい。勿論、第 1、第 2 リリーフ圧のいずれか一方又は両方を可変化しても構わない。かかる第 1、第 2 リリーフ圧への個別制御も自在であるから、機械の未知の将来形態及び使われ方に対して好適に対応できるとの自由度が生ずる。

第 2 実施例を図 3、図 4 を参照し説明する。尚、説明は、上記第 1 実施例との相違点を中心に述べる。

図 4 の第 2 実施例を搭載する例機は、上記第 1 実施例を搭載したローディング

ショベルとは異なり、図3のバックホーショベルである。そして、第2実施例では、上記第1実施例なる図2における油路84、85間に設けた開閉弁9B、9Cを取り除き、代わって図4の一点鎖線の枠内に示すように、各油圧シリンダ7B、7Cの駆動用油圧回路毎の油路81及び油路82に開閉弁9を1個ずつ（9B、9B、9C、9C）設けてある。詳しくは、各油路81には、第1チェック弁12Sよりも第1油圧ポンプP1側に1個（9B、9C）備えると共に、油路82には、第2チェック弁12Lよりも第2油圧ポンプP2側に1個（9B、9C）備える。このように備えた理由（即ち作用効果）は次の通りである。

図3の通り、例機なるバックホーショベルのアーム5Bは、その基端部を、ブーム5Aの先端に水平ピン（図面の垂直方向のピン）で連結しており、そのピンの中心を通る鉛直線Zに対して前後方向（図示左右方向）へ両振り作動する。即ち、アーム5Bが鉛直線Zよりも前側（図示左側）に位置するとき、作業機自重 $W$ （この場合は、 $W=W_B+w$ ）はアームシリンダ7Bの伸長方向（実線の矢印A方向）に作用する。一方、図示しないが、アーム5Bが鉛直線Zよりも後側（図示右側）に位置するとき、作業機自重 $W$ （ $=W_B+w$ ）はアームシリンダ7Bの短縮方向（点線の矢印B方向）に作用する。尚、この両振り作動は、その基端部を、アーム5Bの先端に水平ピン（図面の垂直方向のピン）で連結されてそのピンの中心を通る鉛直線Zに対して前後方向（図示左右方向）へ両振り作動するバケット5Cでも同様である。従って、バケット5Cについてはアーム5Bに対する説明によって既設と見做し、その重複説明を省略する。

即ちバックホーショベルのアームシリンダ7Bにおいて、開閉弁9Bを上記第1実施例のように油路84、85間に設けてしまうと、アーム5Bが鉛直線Zよりも前側に位置したとき、作業機自重 $W$ がアームシリンダ7Bを図4に示す実線の矢印A方向に伸長させるように作用する。つまり、ヘッド側受圧室7Sの油を油路81と、第1油圧ポンプP1と、油路82とをこの順に経て第2油圧室7Lに導きアームシリンダ7Bを伸長させるように作用する。ここに、「（ヘッド側受圧室7Sの容積）＜（ボトム側受圧室7Lの容積）」であるのでボトム側受圧

室 7 L の油は不足して負圧側へ移行しようとするが、このとき第 2 チェック弁 1 2 L が開弁して蓄圧器 1 0 内の圧油をボトム側受圧室 7 L の導いて不足油を補うので負圧側への移行を阻止する。即ちバックホーショベルのアームシリンダ 7 B 及びバケットシリンダ 7 C では、各開閉弁 9 B、9 C を上記第 1 実施例のように油路 8 4、8 5 間に設けると、そして、アーム 5 B 及びバケット 5 C が鉛直線 Z よりも前側に位置すると、アーム 5 B 及びバケット 5 C の重心が鉛直線 Z 上に至るまでアームシリンダ 7 B 及びバケットシリンダ 7 C は勝手に伸長し、鉛直線 Z よりも前側の定位置に保持できないことになる（いわゆる「アーム 5 B 及びバケット 5 C の自然降下」が生ずる）。

尚、アーム 5 B 及び／又はバケット 5 C が鉛直線 Z よりも後側に位置するときでは、作業機自重 W がアームシリンダ 7 B 及び／又はバケットシリンダ 7 C の短縮方向（点線の矢印 B 方向）に作用するが、この場合、開閉弁 9 B、9 C を上記第 1 実施例のように油路 8 4、8 5 間に設けても、ボトム側受圧室 7 L の油の流入先がないのでアームシリンダ 7 B 及び／又はバケットシリンダ 7 C は短縮せず、アーム 5 B 及び／又はバケット 5 C は鉛直線 Z よりも後側の定位置に保持できる。即ちアーム 5 B 及び／又はバケット 5 C が鉛直線 Z よりも後側に位置するときでは、いわゆる「アーム 5 B 及びバケット 5 C の自然降下」が生ずることはない。

補足説明すれば、第 2 実施例でのブームシリンダ 7 A と、第 1 実施例のローディングショベルの総ての油圧シリンダ 7（7 A、7 B、7 C）とは、作業機自重 W がこれら油圧シリンダ 7 の短縮方向にしか作用しない。そして、この場合、短縮しようにも、短縮するためのボトム側受圧室 7 L の油の流入先がないので短縮しない。従って、第 2 実施例の開閉弁 9 A と、上記第 1 実施例の全開閉弁 9（9 A、9 B、9 C）とは、両油路 8 4、8 5 間に設けたものである。

勿論、第 2 実施例でのブームシリンダ 7 A 及びローディングショベルの全油圧シリンダ 7 の開閉弁 9 を、第 2 実施例でのアームシリンダ 7 B 及びバケットシリンダ 7 C の開閉弁 9 のように設けてもよい。このように開閉弁 9（9 A-9 A、9 B-9 B、9 C-9 C）で設けると、開閉弁 9 に対する制御自由度が増加し、そ

のために種々作業形態を高精度で施工できる。

上記第2実施例の作用効果を説明する。第1実施例を搭載したローディングショベルでは、作業機自重Wに基づく第1、第2油圧ポンプP1、P2の逆駆動による蓄電池33への充電は、上記の通り、全油圧シリンダ7の「下げ」時にしか生じない。ところが上記第2実施例のバックホーショベルでは、作業機自重Wに基づく各第1、第2油圧ポンプP1、P2の逆駆動は、ブーム5Cでは「下げ」時だけに生じて第1実施例(d)での説明と同じく蓄電池33への充電によるエネルギー回生が生ずるが、アーム5B及びバケット5Cでは、単に「下げ」時だけでなく「上げ」時もまた蓄電池33への充電による蓄電池33への充電によるエネルギー回生が生ずる。詳しくは次の通り。

尚、バックホーショベルの操作レバー21の各前後傾F、Bに基づく下部走行体1、上部旋回体2及び作業機5のそれぞれの作動は、ローディングショベルと同じだが、左右作業機操作レバー21WL、21WRの左右傾L、Rは、ローディングショベルと次の通り異なる。即ち、左作業機操作レバー21WLは右傾Rでアーム掘削（アームシリンダ7Bの伸長によるアーム下げ）、左傾Lでアームダンプ（アームシリンダ7Bの短縮によるアーム上げ）であり、一方、右作業機操作レバー21WRは右傾Rでバケットダンプ（バケットシリンダ7Cの短縮によるバケット上向き回転）、左傾Lでバケット掘削（バケットシリンダ7Cの伸長によるバケット下向き回転）となる。

即ちアーム5Bが鉛直線Zよりも前側に位置するときに、オペレータが左作業機操作レバー21WLを右傾Rさせれば、アームシリンダ7Bの伸長が（即ちアーム5Bの「下げ」が）作業機自重Wによって生じ、アームシリンダ駆動用油圧回路の第1、第2油圧ポンプP1、P2が逆駆動されて電動機MBが逆駆動され、これにより電動機MBが発電してその起電力が蓄電池33に充電される。

一方、アーム5Bが鉛直線Zよりも後側に位置するときに、オペレータが左作業機操作レバー21WLを左傾Lさせれば、アームシリンダ7Bの短縮が（即ちアーム5Bの「上げ」が）作業機自重Wによって生じ、アームシリンダ駆動用油

圧回路の第1、第2油圧ポンプP1、P2が逆駆動されて電動機MBが逆駆動され、これにより電動機MBが発電してその起電力が蓄電池33に充電される。

同様に、バケット5Cが鉛直線Zよりも前側に位置するときに、オペレータが右作業機操作レバー21WRを左傾Lさせれば、バケットシリンダ7Cの伸長が（即ちバケット5Cの「下向き回転」が）作業機自重Wによって生じ、バケットシリンダ駆動用油圧回路の第1、第2油圧ポンプP1、P2が逆駆動されて電動機MCが逆駆動され、これにより電動機MCが発電してその起電力が蓄電池33に充電される。

一方、バケット5Cが鉛直線Zよりも後側に位置するときに、オペレータが右作業機操作レバー21WRを右傾Rさせれば、バケットシリンダ7Cの短縮が（即ちバケット5Cの「上向き回転」が）作業機自重Wによって生じ、バケットシリンダ駆動用油圧回路の第1、第2油圧ポンプP1、P2が逆駆動されて電動機MCが逆駆動され、これにより電動機MCが発電してその起電力が蓄電池33に充電される。

尚、これらブーム5Aの作業機自重Wに基づく下げ時と、アーム5B、バケット5Cの作業機自重Wに基づく上げ時及び下げ時とにおいて、例えば作業機自重Wを超える大きさの力相当の岩石等の負荷物がバケット5Cに加わると、上記第1実施例で説明した（c）と同じく「電動機MA、MB、MCを電気駆動させて行うブームの下げ、アーム、バケットの上げ下げ」となり、電動機MA、MB、MCは蓄電池33及び発電機Gのいずれかを電源とする掘削作業へと自動的に切り換わる。

以下、他の実施例を例示列举する。

（1）上記実施例では、油圧シリンダ7の作業機自重Wによる作動速度の制御を蓄圧器10の最高作動圧の変更によって行ったが、これに代えて、例えば次のようにしても同様の速度制御を行える。

（1-1）作業機自重Wによる油圧シリンダ7の作動時、コントローラ20からの指令電流によってインバータ32が、電動機Mのステータコイルの端子間を可

変抵抗器を経て自動的に接続させ、かつ指令電流が大きくなるほど可変抵抗器の抵抗を小さくし、これらにより電動機Mの逆回転速度を遅くさせる制御を行って作動速度を制御してもよい。

(1-2) 電動機Mの出力回転軸又は第1、第2油圧ポンプP1、P2の入力回転軸にブレーキを設け、オペレータがブレーキを制御してもよい。但しブレーキによる制動では発熱損失が生ずるから、この熱損失の点でエネルギー回生に対し若干の効率低下は免れない。

(2) 上記実施例では、第1、第2油圧ポンプP1、P2を固定容積形としたが、可変容積形油圧ポンプとしてもよい。この場合、インバータ32は電動機Mを正逆回転させるだけでよい。この場合、コントローラ20は第1、第2油圧ポンプP1、P2の押し退け容積を制御することとなる。

さらに、上記両可変容積形油圧ポンプP1、P2は、突出口と吸入口とを反転自在とする正逆反転式が好ましい。この場合、インバータ32は電動機Mを正回転及び逆回転のいずれか一方だけとすればよく、コントローラ20は可変容積形油圧ポンプP1、P2の突出口と吸入口との反転と、ポンプ押し退け容積の変更とを司ることになる。

さらに、図5に示す通り、第1、第2油圧ポンプP1、P2を斜軸形ピストンポンプとし、かつ電動機Mを両端出力軸形とすると共に、両端出力軸の一方に第1ポンプP1を接続し、他方に第2油圧ポンプP2の接続するのが望ましい。

油圧ポンプには、ギヤ形、ベーン形及びピストン形等、多種多様あるが、吐出圧の高圧化から見れば、ピストン形が望ましい。さらに、ピストン形でも耐高速回転性と堅牢性とから見れば、斜板形よりも斜軸形が望ましい。つまり、かかる斜軸形を用いれば、仮に必要流量が大流量でも減速機を介することなく、小形ポンプを電動機に直結できる。ところで、上記実施例は第1、第2油圧ポンプP1、P2との2個を用いるために、また斜軸形ポンプでは斜板形や他の形式のポンプとは異なり電動機Mに対し2個の斜軸形ポンプを直列接続できないために、電動機Mの両端出力軸にそれぞれ1個ずつの斜軸形ポンプを接続したものである。

このようにすると、減速機を無くしてコンパクト化を達成した電動機・ポンプ組立体を提供できる。勿論、直列接続できない余裕空間のない機械に対し、好適に配置できる。

(3) 上記実施例の油圧シリンダ7は、片ロッド形複動シリンダとしたが、これに限定する必要はなく、「外部へ突出するピストンロッドに固設され、かつ両端の受圧面積が大小異なるピストンを摺動自在に内蔵する油圧シリンダ」であればよい。具体的には、公知の両ロッド形複動シリンダ（但し、両ロッドの外径が互いに異なるもの）や複動テレスコピック形油圧シリンダでもよく、そして、これら油圧シリンダによれば、詳説するまでもなく、片ロッド形複動シリンダの場合と同じ作用効果が生ずる。

(4) 上記実施例の第1、第2油圧ポンプP1、P2は電動機Mの出力軸（両端出力軸を含む）に共に直結したが（又は減速機（不図示）を経て共に結合したが）、第1、第2油圧ポンプP1、P2を独立配置して個別駆動してもよい。但しこの場合において、上記実施例と同じ作用効果を得るには、「第1油圧ポンプP1がヘッド側受圧室7Sの油を吸入してボトム側受圧室7Lに吐出するとき第2油圧ポンプP2が蓄圧器10の油を吸入してボトム側受圧室7Lに吐出するように、逆に、第1油圧ポンプP1がボトム側受圧室7Lの油を吸入してヘッド側受圧室7Sに吐出するとき第2油圧ポンプP2がボトム側受圧室7Lの油を吸入して油溜10に吐出するように、駆動させる」必要がある。

(5) 上記実施例では蓄圧器10を用いたが、単なる「油溜」でもよい。この場合、上記実施例であれば、蓄圧によりエネルギーを回収できない分は、蓄電池33によって回収させることとなる。

(6) 図6は図2のバケットシリンダ7Cの駆動用油圧回路の部分図であるが、これに例示するように、第1、第2油圧ポンプP1、P2の少なくとも一方をピストンポンプとしたとき、ピストンポンプの油の外部洩れを受ける油溜T1と、油溜T1の油を吸入する第3油圧ポンプP3と、第3油圧ポンプP3の吐出油を蓄圧器10及び油溜T1のいずれか一方（位置A1又は位置A2）に切換え自



在に導く第1切換弁T2とを設けるのがよい。

例えば、ギヤ形及びベーン形ポンプでは油の内部洩れが生ずるが、ピストンポンプでは外部洩れ生じる。従って、外部に洩れた分の油を流路81、82又は蓄圧器10に戻す必要がある。洩れ油を流路81、82のいずれか低圧側にドレンさせてもよいが、上記実施例では、低圧側も蓄圧器10の圧力となる。従ってこの圧がピストンポンプのピストンの背圧となってポンプのトルク効率を低下させる。また、第1油圧ポンプ系が閉回路であり、第2油圧ポンプ系が開回路であっても、第2油圧ポンプ系を蓄圧器10を含めて見れば、第2油圧ポンプ系もまた閉回路である。尚、蓄圧器10の容量は、基本的には、ヘッド側受圧室7Sとボトム側受圧室7Lの容積差よりも大きければよいが、実際は駆動中のポンプ及びアクチュエータ等での発熱を冷却することを考慮すると、蓄圧器10を相当大きくしなければならぬ。そこで、油溜T1と第3油圧ポンプP3とを設け、洩れ油相当量を流路81、82又は蓄圧器10に戻せるようにしたものである。尚、油溜T1の加設によって蓄圧器10の圧力が油溜T1に無条件で逃げないように、逆に第3油圧ポンプP3の加設によって蓄圧器10内に無制限に油が供給されないように、第1切換弁T2を設けたものである。即ち、第3油圧ポンプP3はエンジンGに接続して自由駆動させる。このとき、第1切換弁T2は位置A2とする。一方、流路81、82又は蓄圧器10に油を補給するときは（この実施例では、蓄圧器10に油を補給する）、第1切換弁T2は位置A1に切換える。すると、第3油圧ポンプP3の突出油は蓄圧器10へと導入される。尚、第1切換弁T2の切り換えは、オペレータが適時マニュアル操作してもよいが、この実施例ではコントローラ20が予め記憶した動作プログラムに基いて定期的に例えば3秒間、第1切換弁T2を位置A1に切換える電流を第1切換弁T2のソレノイドに与えている。尚、符号T3は、第3油圧ポンプP3の吐出圧用のリリース弁であるが、これは、補給量制御が一定している場合は無くてもよい。

尚、コントローラ20の動作プログラムが、第1切換弁T2の油溜T1への油導入タイミング時に第3油圧ポンプP3の駆動を停止させるものならば、第1切

換弁T2及びリリーフ弁T3は無くても構わない。いずれを採用するかは、機械全体の仕様から定めればよい。

(7) 同じく図6には、安全弁11S、11Lをソレノイド式可変式としてある(可変リリーフ弁である)。さらに、可変リリーフ弁11Xのドレン側にドレン油を蓄圧器10及び油溜T1のいずれか一方(位置B1及び位置B2)に選択的にドレンする第2切換弁T4を設けてある。

尚、両安全弁11S、11Lをチェック弁12S、12Lの蓄圧器10側に配置すれば、上記実施例、この実施例及び他の実施例でも両安全弁11S、11Lを1個の安全弁11で構成できる。従って以下、可変安全弁11S、11Lを可変リリーフ弁11Xとする。

例えば、寒冷時及び極寒地での機械の稼動開始時、回路内の油は、これがたとえ高粘度指数のものでも(例えばSAE10W-CD)、外気温が $-20^{\circ}\text{C}$ ともなれば、高粘度となって作業者にとっては長時間かつ気の抜けない暖気作業を強いられる。ところが、可変リリーフ弁11Xの設定リリーフ圧を低圧化させ、かつ第2切換弁T4を位置B2に切換えて蓄圧器10にリリーフさせれば、油圧シリンダ、第1、第2油圧ポンプに対して高負荷をかけることなく、リリーフ損失(発熱である)によって作動油が自動的に昇温する。従って、設定リリーフ圧を選べば、暖気時間を短縮でき、また上記気の抜けない辛苦作業もなくなる。

また、油圧回路では、前述の通り、キャビテーションやエアレーションが発生することがある。一旦発生した気泡は、ピッチング等の不都合をもたらす。ところが、可変リリーフ弁11Xの設定リリーフ圧を低圧化させ、かつ第2切換弁T4を位置B1に切換えて油溜T1にリリーフさせれば、回路が高圧化せず、従って例えば第1、第2油圧ポンプP1、P2が外接形ギヤポンプならばギヤの噛み合い部での閉じ込み圧の高圧化と低圧化との差を低めることができ、従ってギヤ面のピッチング等を防止できる。尚、気泡を含むドレン油を蓄圧器10にドレンさせても、気泡が大気解放されないため、気泡は消滅しにくい(又はしない)。一方、気泡を含むドレン油を油溜T1にドレンさせれば、気泡は油溜T1から大

気解放され、油内から消滅する。

尚、第2切換弁T4の切り換え制御は、オペレータが適時マニュアル操作するのがもっとも容易であるが、この実施例では、コントローラ20が予め記憶した動作プログラムに基いて別途備えた油温を入力して油温が所定温以下であるときに、又は定期的に所定時間だけ第2切換弁T4を位置B1、B2間で切換える電流を第2切換弁T4のソレノイドに与えている。

(8) 図7～図9と図10～図12とに示すように、蓄圧器10に至る流路に開口した第1ポートと、流路81のうち第1油圧ポンプP1と第1開閉弁9S（図4での9B又は9C相当）との間に至る流路に開口した第2ポートと、第2流路82のうち第1、第2油圧ポンプP1、P2と第2開閉弁9L（図4での同じく9B又は9C相当）との間に至る流路に開口した第3ポートとを備え、かつ流路81の油圧 $P_a$ をパイロット圧として一端側の受圧部に受け、一方、流路82の圧 $P_b$ をパイロット圧として他端側の受圧部に受けて、

図7に示す「 $P_a < P_b$ 」時に、第1、第2ポート間のみを内部で連通させる第1位置（図示下側位置）と、

図8に示す「 $P_b < P_a$ 」時に、第1、第3ポート間のみを内部で連通させる第2位置（図示上側位置）と、

図9に示す「 $P_a = P_b$ 」時に、第1～第3ポート間の総べてを内部で互いに遮断させる第3位置（図示中央位置）とを備えた第3切換弁T5を設けてもよい。

尚、図7～図9と図10～図12との相違点は、パイロット圧 $P_a$ 、 $P_b$ の取り出し口が図7～図9では第1、第2開閉弁9S、9Lのシリンダ側に対し、図10～図12では第1、第2開閉弁9S、9Lの第1、第2油圧ポンプP1、P2側である点だけであり、いずれでも以降に述べる機能及び作用効果を奏する。

即ち、図7～図12に示す通り、第1開閉弁9Sの第1油圧ポンプP1側流路と、第2開閉弁9Lの第1、第2油圧ポンプP1、P2側流路とには第1、第2チェック弁12S、12Lのようなチェック弁が無い。そして、このようなチェック弁が無くても、さらに、図7及び図8と図10及び図11とに示す通り、第

1、第2油圧ポンプP1、P2の回転停止時であり、かつ第1、第2開閉弁9S、9Lの閉時でも、第3切換弁T5が図9と図11とに示す「 $P_a = P_b$ 」の状態に収束するまで蓄圧器10の油圧を低圧側流路に流す。従って、第1、第2油圧ポンプP1、P2の回転開始時にキャビテーションやエアレーションが発生し難くなる。

尚、第1、第2開閉弁9S、9Lは、図7～図12に示す通り、その内部に、シリンダ7へのみ油流れを許容するチェック弁を内臓している。そのため、この実施例では、その閉時に、第1、第2開閉弁9S、9L内のチェック弁と、第1、第2チェック弁12S、12Lと、第3切換弁T5とが協働して流路81、82の油圧を蓄圧器10の蓄圧に収束させている。

(9) 上記図7～図9と図10～図12の両実施例構成によれば、次のような好適制御を行うことができる。図10～図12の実施例構成を用い、図17～図29を参照し、好適制御例を説明する。尚、説明に先立ち、次に実施例構成での第3切換弁T5の機能を図13～図16を参照し予め説明しておく。

図13は外負荷 $t$ に抗してシリンダ7を伸長させる場合、図14は外負荷 $t$ によってシリンダ7を伸長させる場合、図15は外負荷 $t$ に抗してシリンダ7を短縮させる場合、及び図16は外負荷 $t$ によってシリンダ7を短縮させる場合を示す。

図13の場合、コントローラ20は第1開閉弁9Sを開き、第1、第2油圧ポンプP1、P2を回転させて第2開閉弁9L内のチェック弁を介してボトム側受圧室7Lに圧油を供給する。この場合、「 $P_S < P_L$ 」となるから、第3切換弁T5は下側位置となってヘッド側受圧室7Sと蓄圧器10とを連通させ「 $P_S = P_a = \text{蓄圧}$ 」としている。従って、シリンダ7は油量に過不足なく伸長する。

図14の場合、コントローラ20も第1開閉弁9Sを開き、第1、第2油圧ポンプP1、P2を回転させて第2開閉弁9L内のチェック弁を介してボトム側受圧室7Lに圧油を供給するが、この場合、「 $P_S > P_L$ 」となるから、第3切換弁T5は上側位置となってボトム側受圧室7Lと蓄圧器10とを連通させ「 $P_L$

=  $P_b$  = 蓄圧」としている。従って、シリンダ 7 は油量に過不足なく伸長する。

図 15 の場合、コントローラ 20 は第 2 開閉弁 9 L を開き、第 1、第 2 油圧ポンプ P 1、P 2 を回転させて第 1 開閉弁 9 S 内のチェック弁を介してヘッド側受圧室 7 S に圧油を供給するが、この場合、「 $P_S > P_L$ 」となるから、第 3 切換弁 T 5 は上側位置となってボトム側受圧室 7 L と蓄圧器 10 とを連通させ「 $P_L = P_b$  = 蓄圧」としている。従って、シリンダ 7 は油量に過不足なく短縮する。

図 16 の場合、コントローラ 20 も第 2 開閉弁 9 L を開き、第 1、第 2 油圧ポンプ P 1、P 2 を回転させて第 1 開閉弁 9 S 内のチェック弁を介してヘッド側受圧室 7 S に圧油を供給するが、この場合、「 $P_L > P_S$ 」となるから、第 3 切換弁 T 5 は下側位置となってボトム側受圧室 7 L と蓄圧器 10 とを連通させ「 $P_S = P_a$  = 蓄圧」としている。従って、シリンダ 7 は油量に過不足なく短縮する。

即ち、第 3 切換弁 T 5 はキャビテーション及びエアレーションを起こし易い低压側流路を蓄圧器 10 に連通させ、低压側流路を蓄圧に維持し、これによりキャビテーション及びエアレーションを防止する機能を司る。尚、この機能は、上記図 7 ～図 9 の実施例構成の第 3 切換弁 T 5 でも同様である。

説明を好適制御例に戻す。この制御例は図 17 ～図 20 に示す通りである。図 17 ～図 20 は外負荷  $t$  を短縮方向に受けるシリンダ 7 に対し、操作レバー 21 を中立状態（図 17）から前傾させ（図 18 ～図 20）、シリンダ 7 を短縮させるときのコントローラ 20 の好適制御例である。詳しくは次の通り。

図 17 は、操作レバー 21 の中立状態である。このとき、第 1、第 2 開閉弁 9 S、9 L はコントローラ 20 によって閉じられている。尚、閉じられるとは言っても、前述の通り、かつ図 2 及び図 4 でも示した通り、各閉位置はシリンダ方向への油流れのみを許容するチェック弁を内臓しているから、シリンダ方向への油流れに対しては常時開いている。ここに、「 $P_L > P_S$ 」であるが、第 3 切換弁 T 5 は前記図 10 又は図 11 の状態から前記図 12 の状態（ $P_a = P_b$ ）へと収束しているので「 $P_S = P_b = P_a$  = 蓄圧」となっている。

そこで、操作レバー 21 を前傾させると、コントローラ 20 は、図 18 及び図

19に示す通り、第1、第2開閉弁9S、9Lを閉じたまま、電動機Mのみをシリンダ7の伸長方向へ回転させる。この結果、流路82が総べて油圧PSになると、又は、コントローラ20がその頃を見計らって、コントローラ20は、図20に示す通り、第2開閉弁9Lを開くと共に、電動機Mをシリンダ7の短縮方向へ逆回転させる。従って、シリンダ7は短縮する。

上記好適制御例の好適性の理由を図21～図24を参照し説明する。上記制御例では、外負荷tを短縮方向に受けるシリンダ7に対し、操作レバー21を中立状態（図17）から前傾させ（図18～図20）、シリンダ7を短縮させるとき、コントローラ20は操作レバー21が前傾させたにも係らず、図18及び図19に示す間、シリンダ7の伸長方向に一旦圧油を供給している。

そこで、かかるシリンダ7の伸長方向への一時的な給油を無くした通常の制御例が次に掲げる第1、第2例である。

図21及び図22は、第1例を示し、先ず第2開閉弁9Lを開き（図21）、次いで電動機Mをシリンダ短縮側に回転させた（図22）場合である。一方、図23及び図24は、第2例を示し、先ず電動機Mをシリンダ短縮側に回転させ（図23）、次いで第2開閉弁9Lを開けた（図24）場合である。

第1例では、第2開閉弁9Lを開くと、ボトム側受圧室71の圧油が第1、第2油圧ポンプP1、P2を逆駆動してシリンダ7がどんどん勝手に短縮する（図21）。そこで、これを制御下に置くには、慌てて電動機Mをシリンダ短縮側に回転させる必要がある（図22）。つまり、第1例は、シリンダ7がどんどん勝手に短縮することはエネルギー回収の面からは完全に満足すべき制御ではある。ところが、このときに電動機Mに幾らかの逆回転力を発生させてシリンダの短縮速度を制御し、又は短縮量を制御したくても、第2開閉弁9Lが開いてから逆回転力が発生する間のその短縮速度及び短縮距離を制御できない問題、及び2段階短縮が生じる問題がある。これに対し、上記好適制御例はかかる問題は生じない。

第2例では、電動機Mをシリンダ短縮側に回転させると、第3切換弁T5が中央位置から上側位置に切換わり、「 $P_L > P_b$ 、 $P_b = P_a$  = 蓄圧」となる

(図 23)。次いで、第 2 開閉弁 9 L を開くと (図 24)、これにより第 3 切換弁 T 5 が上側位置から中央位置を経て下側位置に切換わり、「 $P_L = P_b$ 、 $P_S = P_b$ =蓄圧」となり、シリンダ 7 は回転に応じて短縮する。

従って、第 3 切換弁 T 5 が上側位置から中央位置を経て下側位置に切換わるるとき、第 3 切換弁 T 5 が上側位置から下側位置に切換わるに必要な油量だけシリンダが僅かに短縮してシリンダ 7 の不如意な 2 段階短縮が生ずる。これに対し、上記好適制御例は不如意な 2 段階の短縮がシリンダ 7 に生じない。

また、第 3 切換弁 T 5 が中央位置から上側位置と中央位置とを経て下側位置に至る。これに対し、上記好適制御例の第 3 切換弁 T 5 は中央位置から下側位置に至るだけである。つまり、第 2 例は、上記制御例と比較して第 3 切換弁 T 5 のスプール等の摺動部材の移動回数と移動距離とが長く、その分、第 3 切換弁 T 5 のスプール摩耗及び応答遅れが懸念される。

上記好適制御例は、コントローラ 20 が電動機 M の回転開始時、指定回転方向に対し所定時間 (例えば 0.05 ~ 0.2 秒間) だけ逆方向に電動機 M を回転させ、所定時間経過時に指定回転方向に電動機 M を回転させるというものであるが、この所定時間を次のように変更してもよい。即ち、コントローラ 20 は図 25 ~ 図 27 に例示する動作パターンを予め記憶する。尚、各図の横軸が操作レバー 21 の傾角  $\theta$ 、縦軸がポンプ回転速度である。

図 25 は基本パターンである。操作レバー 21 を中立位置から漸次傾倒させていくと、コントローラ 20 はその傾角  $\theta$  の増大に応じて、先ず不感帯検知域  $\theta_0$  ではインバータ 32 に何も出力しない。次いで、傾角  $\theta$  が逆回転検知域  $\theta_1$  に至ると、その通過時間 (望ましくは、前記所定時間を最小として) だけ電動機 M を逆回転させる。以降、コントローラ 20 は次に傾角  $\theta$  が不感帯検知域  $\theta_0$  に戻るまでの間に生ずる最大傾角  $\theta_{MAX}$  を記憶する。操作レバー 21 を戻して傾角  $\theta$  が不感帯検知域  $\theta_0$  に至ると、コントローラ 20 は先の操作での最大傾角  $\theta_{MAX}$  が「 $\theta_2 \leq \theta_{MAX} \leq \theta_3$ 」であったか、「 $\theta_{MAX} > \theta_3$ 」であったか又は「 $\theta_{MAX} < \theta_2$ 」であったかを検証する。

「 $\theta 2 \leq \theta \text{MAX} \leq \theta 3$ 」ならば、コントローラ 20 は次回操作も図 25 のパターンのままとする。「 $\theta \text{MAX} > \theta 3$ 」ならば、コントローラ 20 は次回操作を図 26 に従う。つまり、図 26 のパターンに示す通り、この場合はシリンダ伸縮動作が急ぎ操作であることを示すから、不感帯検知域  $\theta 0$  を長く、かつ逆回転検知域  $\theta 1$  を短くする。急ぎ操作であっても不感帯は制御の応答性向上に不可欠であるが、急ぎ操作であるが故に不感帯検知域  $\theta 0$  を長くしてその確保を担保した。一方、逆回転検知域  $\theta 1$  は急ぎ操作では短時間でよく、また無くても構わない。

「 $\theta \text{MAX} < \theta 2$ 」ならば、コントローラ 20 は次回操作を図 27 に従う。つまり、この場合はシリンダ伸縮動作が微操作パターンである。つまり、高精度でシリンダ 7 の伸縮量を確保する制御が望まれる。この場合、図 27 の微操作パターンは、コントローラ 20 内において、図 27 での点線から実線への変更で示すように、傾角  $\theta$  とポンプ回転速度との関係を変更する。尚、この微操作では、傾角  $\theta$  が逆回転検知域  $\theta 1$  に突入する機会が多く、かつ微操作であるために図 19 の状態（即ち「 $PL = Pb$ 」）を確実に得てシリンダ 7 の図 20 での不慮の短縮（及び図示しないが、シリンダ 7 における不慮の伸長）を防止することが望ましい。そして、この防止には、十分長い逆回転検知域  $\theta 1$  を確保すること、即ち十分長い逆回転時間を確保して前記図 19 の状態（即ち「 $PL = Pb$ 」）を達成する必要があるからである。尚、図 27 から図 25 への復帰信号は、例えば図 27 での最大傾角  $\theta \text{MAX}$  を検知して行えばよい。

尚、上記「図 19 の状態（即ち「 $PL = Pb$ 」）」の検証は貴重であるが、この検証は図 28 に示するように、油圧  $Pb$  を検出する第 2 油圧検出器 13b のほか、ボトム側受圧室 7L からの油圧  $PL$  を検出する第 3 油圧検出器 13c を加設し、これら検出圧をコントローラ 20 に導き検証するのが確実である。尚、図示しないが、第 1 油圧検出器 13a のほか、ヘッド側受圧室 7S からの油圧  $PS$  を検出する第 3 油圧検出器 13c も加設し、これら検出圧をコントローラ 20 に導き検証するのが確実である。

補足すれば、第 1、第 2 開閉弁 9S、9L を開くときは、上記不感帯検知域  $\theta$



0及び逆回転検知域 $\theta 1$ を正しく設けて高精度伸縮を得る必要がある。ところが、閉じる場合はさして気にする必要はなく、敢えて言えば不感帯検知域 $\theta 0$ を設けておけばよい。つまり、図29に示す通り、第1、第2開閉弁9S、9Lの開き始めは傾度 $\theta$ 上で大きく、閉じるときは傾度 $\theta$ 上で小さくしてもよい。このように開閉時期をヒステリシス化すると、開閉時間の全体的応答性を向上できる。

以下、上記実施例の要部の作用効果を、重複部分もあるが、述べる。

(1) 第1油圧ポンプP1がヘッド側受圧室7Sの油を吸入してボトム側受圧室7Lに吐出するとき第2油圧ポンプP2が蓄圧器10の油を吸入してボトム側受圧室7Lに吐出する。従って、油圧シリンダ7が伸長する。逆に、第1油圧ポンプP1がボトム側受圧室7Lの油を吸入してヘッド側受圧室7Sに吐出するとき第2油圧ポンプP2がボトム側受圧室7Lの油を吸入して蓄圧器10に吐出する。従って、油圧シリンダ7は短縮する。ここに、ほぼ「 $A1 : A2 = Q1 : (Q1 + Q2)$ 」の関係としてあるから、油圧シリンダ7の伸縮を油量の過不足なく行える。そして、第1、第2油圧ポンプP1、P2が外負荷により逆駆動されると、電動機Mが回転して起電（発電）する。この起電力は二次電池33に蓄電されてエネルギー回収となり、発電機Gからの電力と合わせ、又は切り換って電動機Mの駆動電力となる。つまり、エネルギー回生が生ずる。

尚、第1、第2油圧ポンプP1、P2は、開回路における方向切換弁の機能を司る。方向切換弁は、油の流れ方向の切り換えのほか、絞り作用を伴って流量制御するものであるから絞り損失（熱損失）を伴う。ところが、上記実施例での第1、第2油圧ポンプP1、P2による流量制御は、両ポンプP1、P2の単なる駆動だけであるから、絞り損失が生じず、ここでも省エネ効果が生ずる。勿論、方向切換弁が無いからその分、経済的效果も生ずる。

また、油圧シリンダ7の伸縮時の油量が両ポンプP1、P2での油の吐出及び吸入に依存する。従って、油圧シリンダが外負荷を受けても両ポンプP1、P2を停止しておけば、油圧シリンダ7が勝手に伸縮しにくい。

尚、仮に外負荷を常時受ける油圧シリンダでは、従来技術ならばカウンタバラ

ンス弁を備えて外負荷による油圧シリンダの伸縮（暴走）を防止するが、上記実施例では、油圧シリンダ 7 の伸縮時の油量が両油圧ポンプ P 1、P 2 での油の吐出及び吸入に依存するから油圧シリンダ 7 が勝手に伸縮することがなく、油圧シリンダ 7 の伸縮をオペレータの制御下における。従って、カウンタバランス弁を有さない。

一方、上記の通り、外負荷により油圧シリンダ 7 が短縮すると、蓄圧器 10 が外負荷の一部を油圧エネルギーとして蓄圧する。そして、蓄圧器 10 に蓄圧した油圧エネルギーは油圧シリンダ 7 の伸長時に回生される。

また、蓄圧器 10 は直接的には第 2 油圧ポンプ P 2 の蓄圧器側に、さらに間接的には第 1 油圧ポンプ P 1 の第 2 油圧ポンプ P 2 側に与圧を与える。このため、両ポンプ P 1、P 2 でのエアレーション、キャビテーション及びピッチング等の液圧回路での基本的不都合の発生が低減する。

尚、エアレーションは流体の急激な低圧化に伴う流体中に溶け込んだ空気の気泡化、キャビテーションは流体の急激な低圧化に伴う流体自体の気化による気泡化、ピッチングは流体の急激な超高压化や振動に伴う流体内の気泡の破裂によって生ずる、例えばギヤポンプのギヤ面等の損傷である。

(2) また、シリンダ 7 の短縮に基づく蓄圧器 10 による省エネ効果は、直接的には蓄圧器 10 に接続された各油圧シリンダ駆動用油圧回路にしか及ばないが、油圧シリンダ 7 の短縮に基づく蓄電池 33 による省エネ効果は、各油圧シリンダ駆動用油圧回路と旋回用の電動機 M S とに及ぶ。

#### 産業上の利用可能性

本発明は、外負荷に抗して作動自在、かつ外負荷により作動可能の油圧アクチュエータを有する油圧駆動装置付きハイブリッド機械として有用である。

## 請 求 の 範 囲

1. 動力源(3)と、動力源(3)の動力で駆動される発電機(G)と、電動機(M)と、電動機(M)が外負荷により逆駆動されて生ずる電動機(M)の起電力を蓄電する二次電池(33)とを備え、電動機(M)が発電機(G)及び二次電池(33)から電力を受けて駆動自在とされたハイブリッド機械において、

外負荷に抗して伸縮自在、かつ外負荷により伸縮可能の油圧シリンダ(7)と、油圧シリンダ(7)のヘッド側受圧室(7S)及びボトム側受圧室(7L)に対し閉回路として接続した第1油圧ポンプ(P1)と、

ボトム側受圧室(7L)及び外部の油室(10)に対し開回路として接続した第2油圧ポンプ(P2)とを備え、

第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)を電動機(M)に接続して駆動自在としたことを特徴とする油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

2. 第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)は、ヘッド側受圧室(7S)のピストン受圧面積をA1、ボトム側受圧室(7L)のピストン受圧面積をA2、第1油圧ポンプ(P1)の単位時間当たりの吐出量をQ1、かつ第2油圧ポンプ(P2)の単位時間当たりの吐出量をQ2としたときの関係をほぼ「 $A1 : A2 = Q1 : (Q1 + Q2)$ 」としてあることを特徴とする請求の範囲1記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

3. 動力源(3)と、動力源(3)の動力で駆動される発電機(G)と、電動機(M)と、電動機(M)が外負荷により逆駆動されて生ずる電動機(M)の起電力を蓄電する二次電池(33)とを備え、電動機(M)が発電機(G)及び二次電池(33)から電力を受けて駆動自在とされたハイブリッド機械において、

外負荷に抗して伸縮自在、かつ外負荷により伸縮可能の油圧シリンダ(7)と、油圧シリンダ(7)のヘッド側受圧室(7S)及びボトム側受圧室(7L)に対し閉回路

として接続した第1油圧ポンプ(P1)と、

ボトム側受圧室(7L)及び外部の蓄圧器(10)に対し開回路として接続した第2油圧ポンプ(P2)とを備え、

第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)を電動機(M)に接続して駆動自在としたことを特徴とする油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

4. 第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)を斜軸形ピストンポンプとし、かつ電動機(M)を両端出力軸形とすると共に、

両端出力軸の一方に第1油圧ポンプ(P1)を接続し、かつ他方に第2油圧ポンプ(P2)を接続したことを特徴とする請求の範囲3記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

5. 蓄圧器(10)を最高作動圧可変形としたことを特徴とする請求の範囲3記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

6. 第1油圧ポンプ(P1)とヘッド側受圧室(7S)とを接続する第1流路(81)に対しては、

第1流路(81)に対し予め定めた第1リリーフ圧と、

第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)の各1回転当たりの押し退け容積の和との積値に等しい電動機(M)の駆動トルクを電動機(M)の最大駆動トルクとし、かつ

第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)とボトム側受圧室(7L)とを接続する第2流路(82)に対しては、

第2流路(82)に対し予め定めた第2リリーフ圧と、

第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)の各1回転当たりの押し退け容積の和との積値に等しい電動機(M)の駆動トルクを電動機(M)の最大駆動トルクとしたことを特徴とする請求の範囲3記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

7. 第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)の少なくとも一方がピストンポンプであるとき、  
ピストンポンプの油の外部洩れを受ける油溜(T1)と、  
油溜(T1)の油を吸入する第3油圧ポンプ(P3)と、  
第3油圧ポンプ(P3)の吐出油を蓄圧器(10)及び油溜(T1)のいずれか一方(A1, A2)に切換え自在に導く第1切換弁(T2)と  
を設けたことを特徴とする請求の範囲3記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。
8. 第1、第2流路(81, 82)に、可変リリーフ弁(11X)を設け、かつ  
可変リリーフ弁(11X)のドレン側に、ドレン油を蓄圧器(10)及び油溜(T1)のいずれか一方に選択的にドレンする第2切換弁(T4)を設けたことを特徴とする請求の範囲7記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。
9. 第1油圧ポンプ(P1)とヘッド側受圧室(7S)とを接続する第1流路(81)の所定部を第1接続点とし、かつ  
第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)とボトム側受圧室(7L)とを接続する第2流路(82)の所定部を第2接続点としたとき、  
蓄圧器(10)と第1接続点とを接続する流路を設けてこの流路に第1接続点への油流れのみを許容する第1チェック弁(12S)を設け、かつ  
蓄圧器(10)と第2接続点とを接続する流路を設けてこの流路に第2接続点への油流れのみを許容する第2チェック弁(12L)を設けたことを特徴とする請求の範囲3～8のいずれか1つに記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。
10. 第2油圧ポンプ(P2)から蓄圧器(10)に至る流路に、第2油圧ポンプ(P2)と蓄圧器(10)との連通を遮断自在とする開閉弁(9)を設けたことを特徴とする請求の範囲3～8のいずれか1つに記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

11. 第1油圧ポンプ(P1)とヘッド側受圧室(7S)とを接続する第1流路(81)に第1開閉弁(9S)を設け、かつ

第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)とボトム側受圧室(7L)とを接続する第2流路(82)に第2開閉弁(9L)を設けたことを特徴とする請求の範囲3～8のいずれか1つに記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

12. 第1油圧ポンプ(P1)とヘッド側受圧室(7S)とを接続する第1流路(81)の所定部を第1接続点とし、かつ

第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)とボトム側受圧室(7L)とを接続する第2流路(82)の所定部を第2接続点としたとき、

蓄圧器(10)と第1接続点とを接続する流路を設けてこの流路に第1接続点への油流れのみを許容する第1チェック弁(12S)を設け、かつ

蓄圧器(10)と第2接続点とを接続する流路を設けてこの流路に第2接続点への油流れのみを許容する第2チェック弁(12L)を設け、さらに

第1流路(81)のうち第1油圧ポンプ(P1)と第1接続点との間に第1開閉弁(9S)を設け、かつ

第2流路(82)のうち第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)と第2接続点との間に第2開閉弁(9L)を設けると共に、

蓄圧器(10)に至る流路に開口した第1ポートと、

第1流路(81)のうち第1油圧ポンプ(P1)と第1開閉弁(9S)との間に至る流路に開口した第2ポートと、

第2流路(82)のうち第1、第2油圧ポンプ(P1, P2)と第2開閉弁(9L)との間に至る流路に開口した第3ポートとを備え、かつ

第1流路(81)の油圧 $P_a$ をパイロット圧として一端側の受圧部に受け、一方、第2流路(82)の圧 $P_b$ をパイロット圧として他端側の受圧部に受けて、

「 $P_a < P_b$ 」時に、第1、第2ポート間のみを内部で連通させる第1位置と、

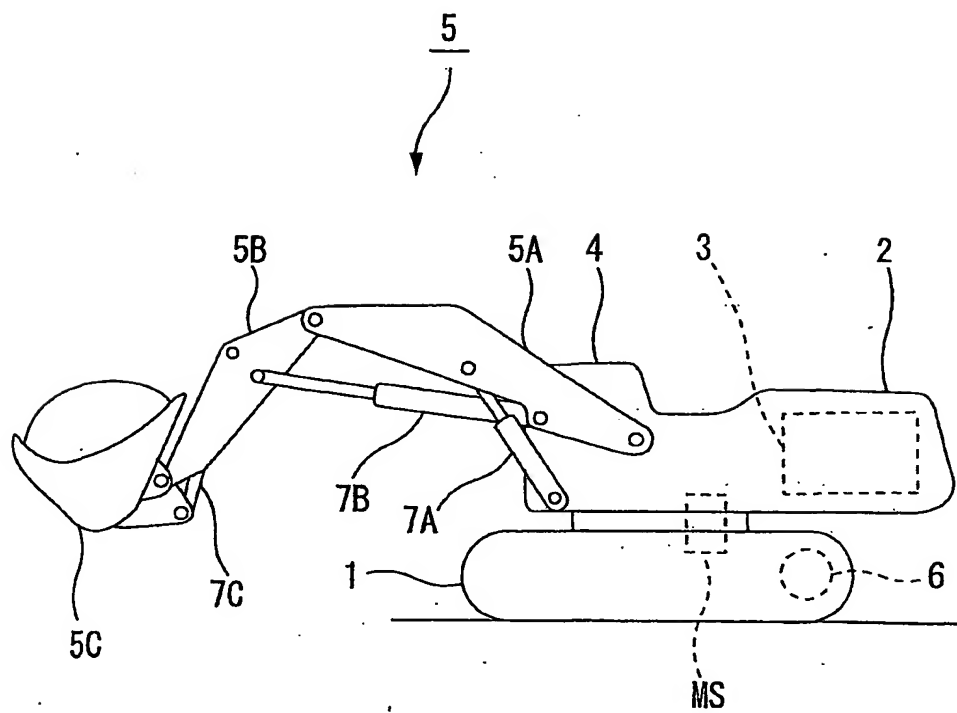
「 $P_b < P_a$ 」時に、第1、第3ポート間のみを内部で連通させる第2位置と、

「 $P_a = P_b$ 」時に、第1～第3ポート間の総べてを内部で互いに遮断させる第3位置とを備えた第3切換弁(T5)を設けたことを特徴とする請求の範囲3～8のいずれか1つに記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

13. 電動機(M)の回転開始時、指定回転方向に対し所定時間だけ逆方向に電動機(M)を回転させ、所定時間経過時に指定回転方向に電動機(M)を回転させるコントローラ(20)を設けたことを特徴とする請求の範囲12記載の油圧駆動装置付きハイブリッド機械。

1/28

FIG. 1

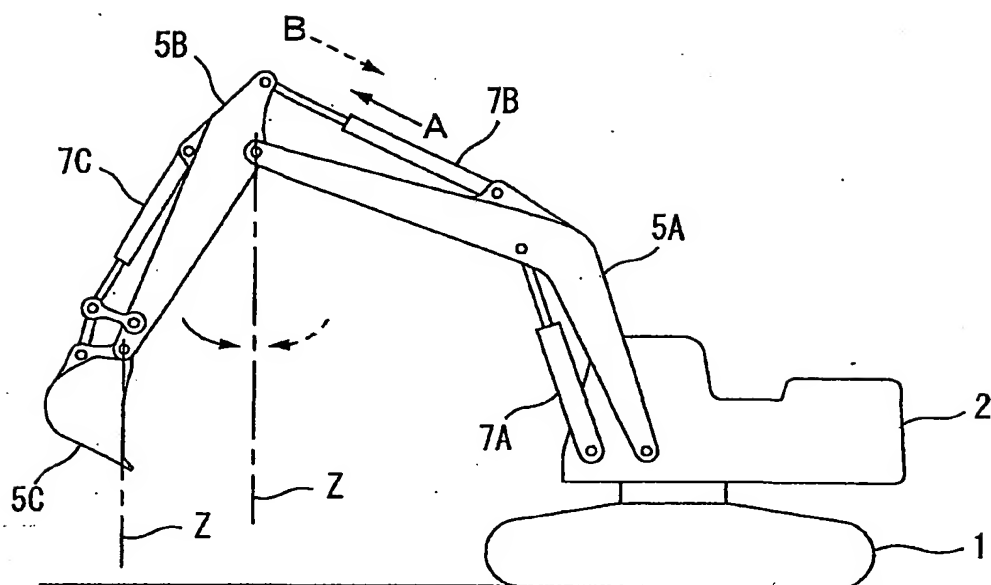






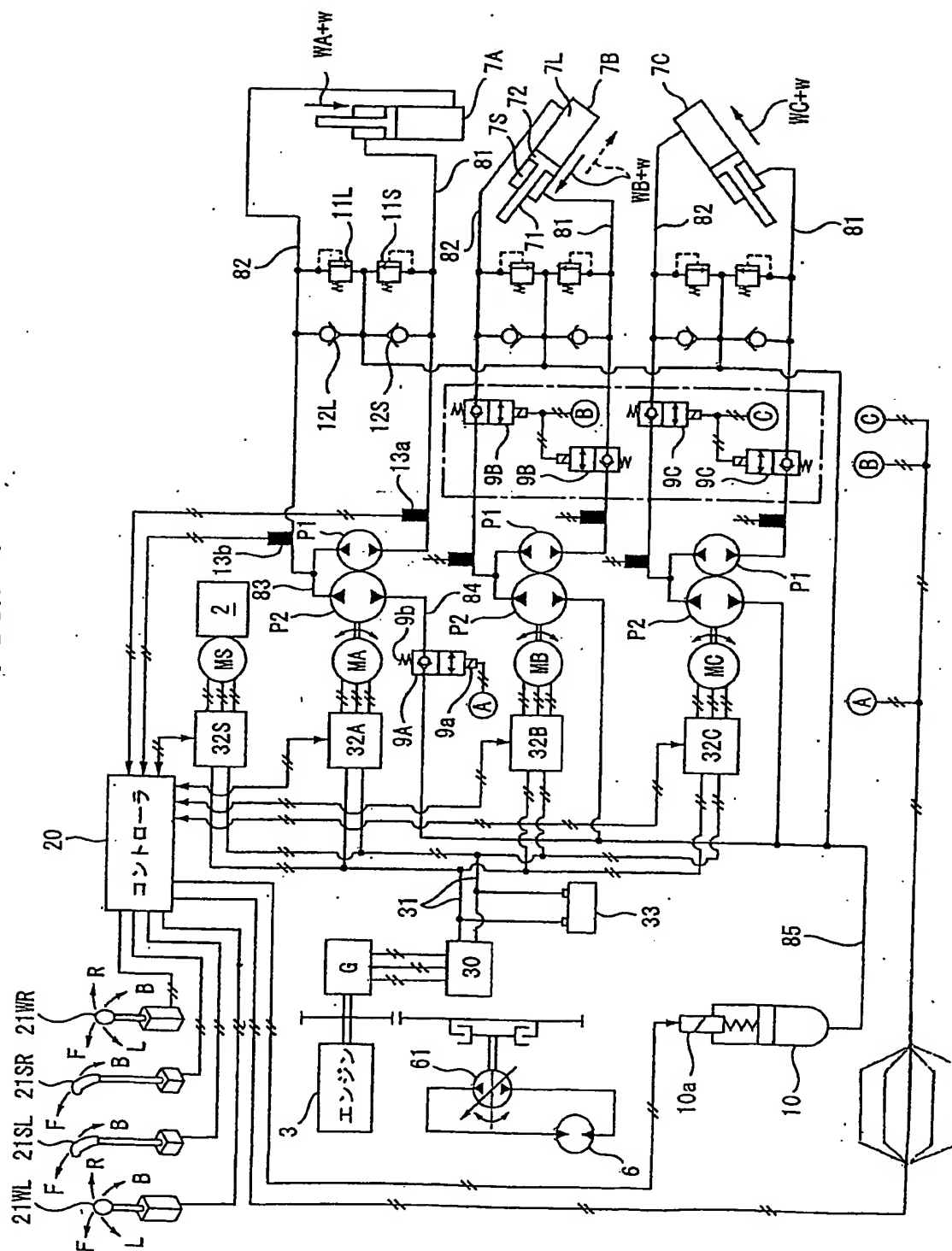
3/28

FIG. 3



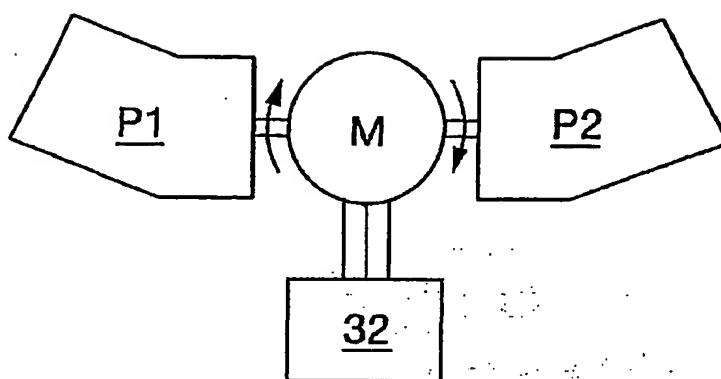
4/28

FIG. 4



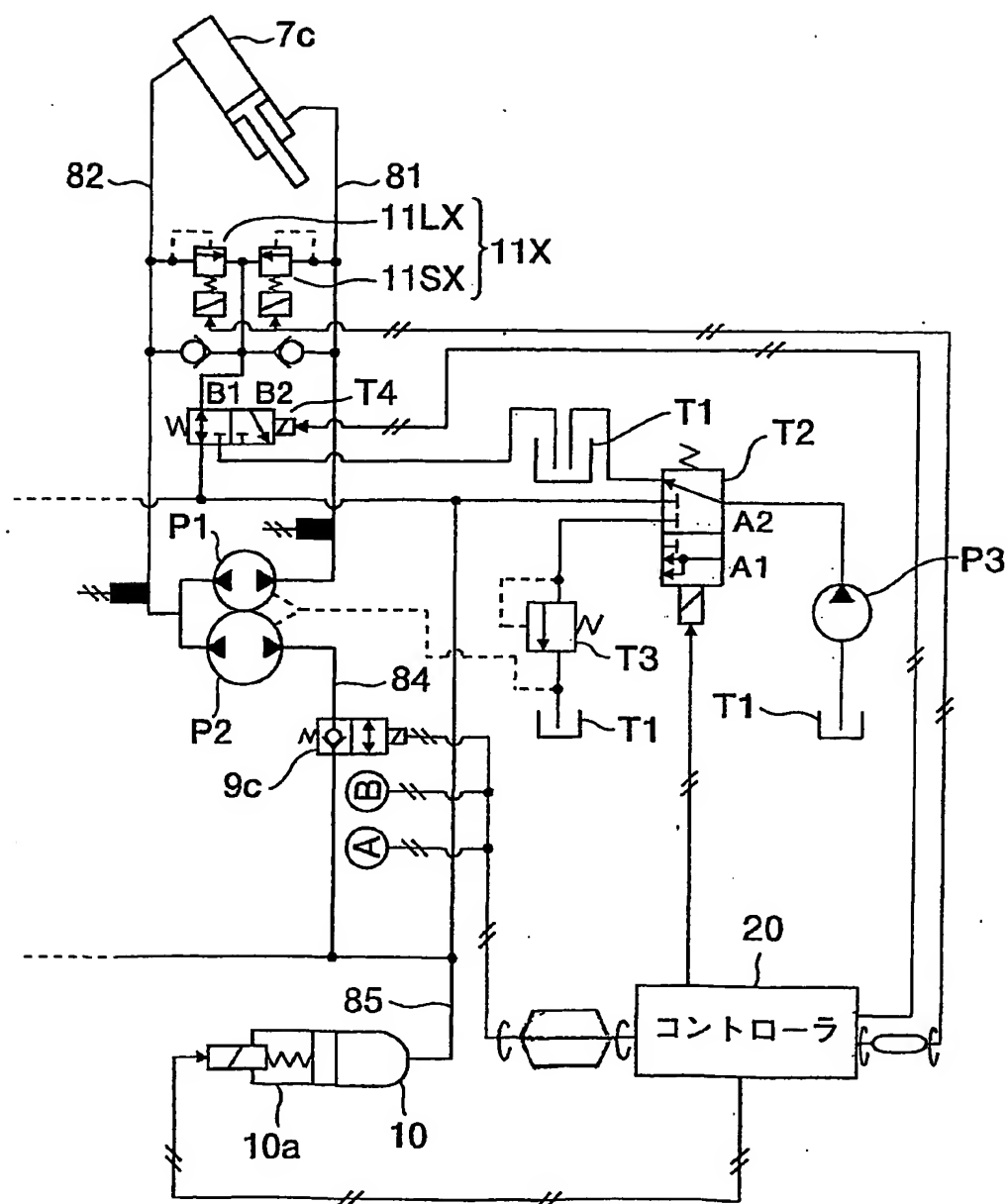
5/28

FIG. 5



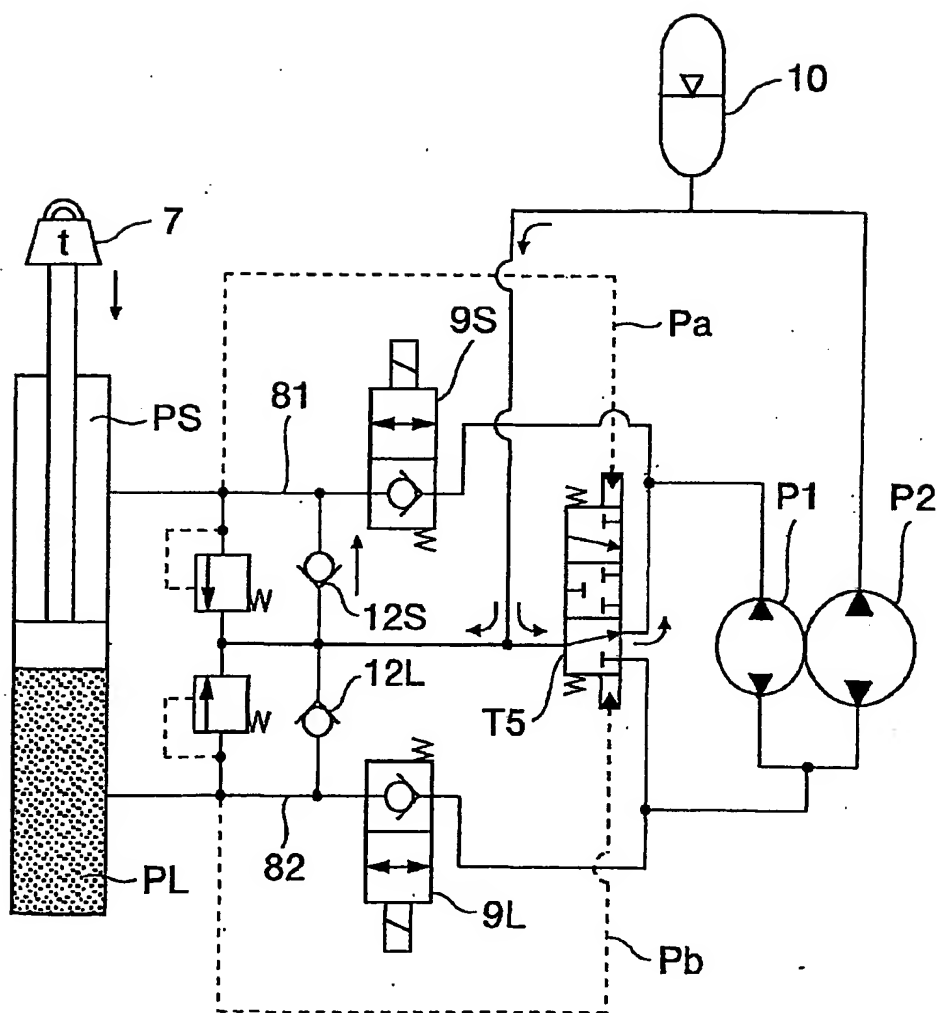
6/28

FIG. 6



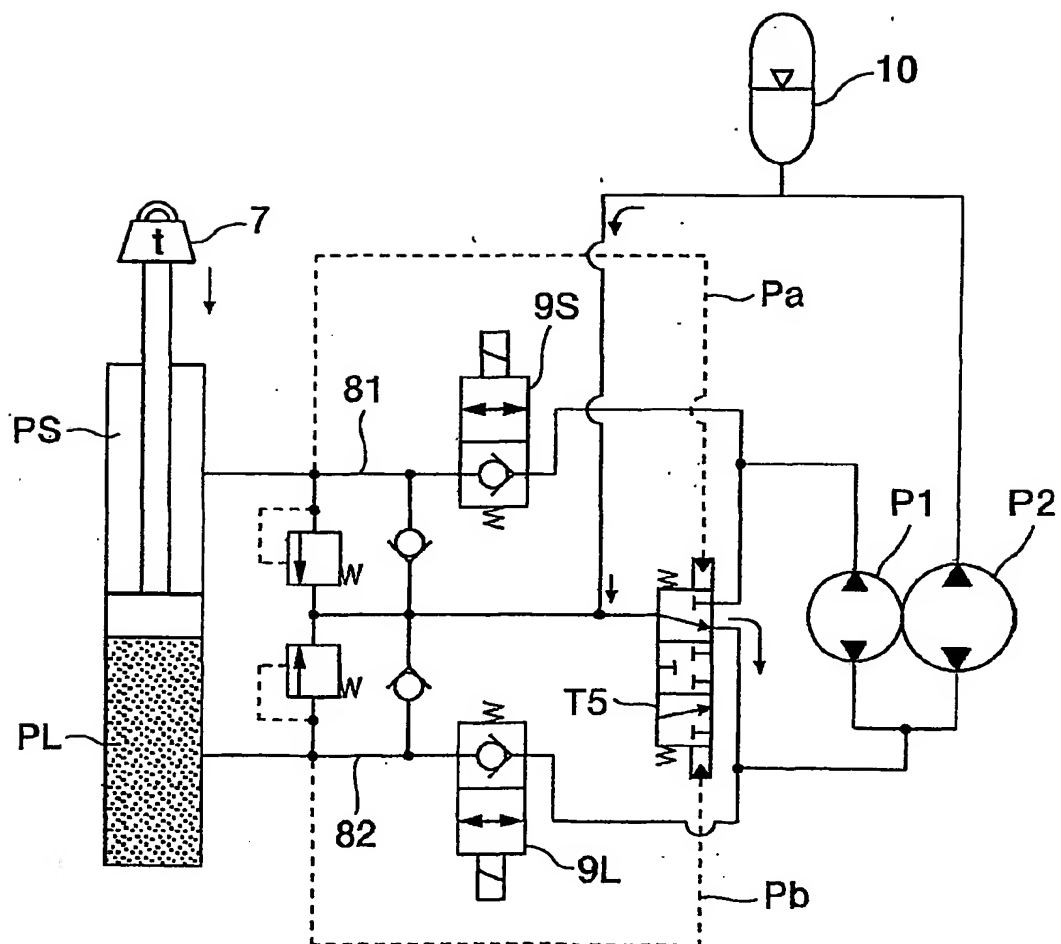
7/28

FIG. 7



8/28

FIG. 8

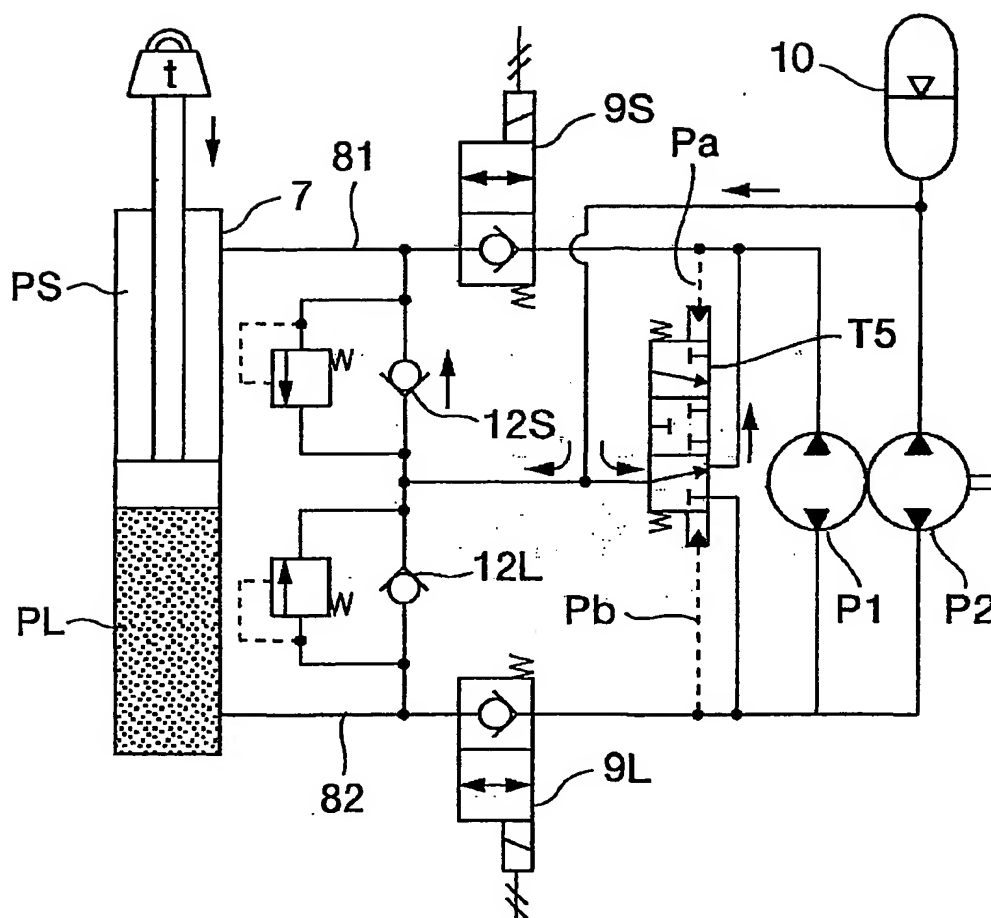






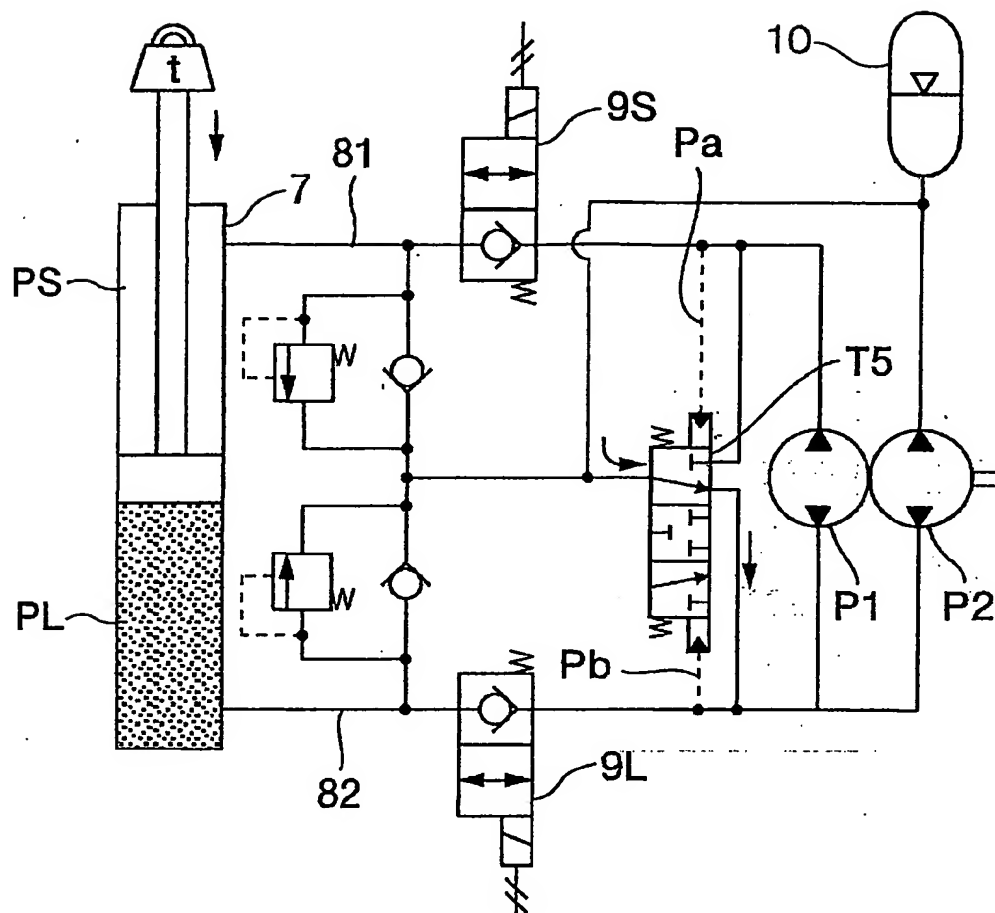
10/28

FIG. 10



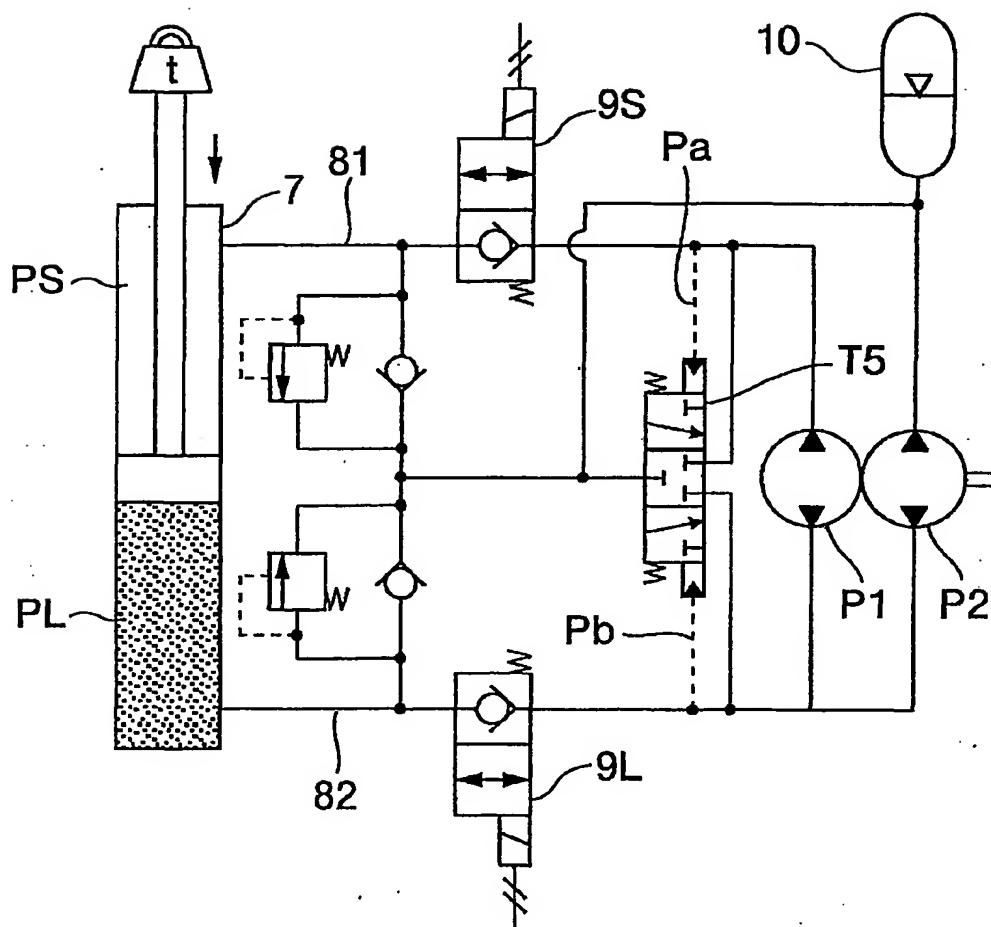
11/28

FIG. 11



12/28

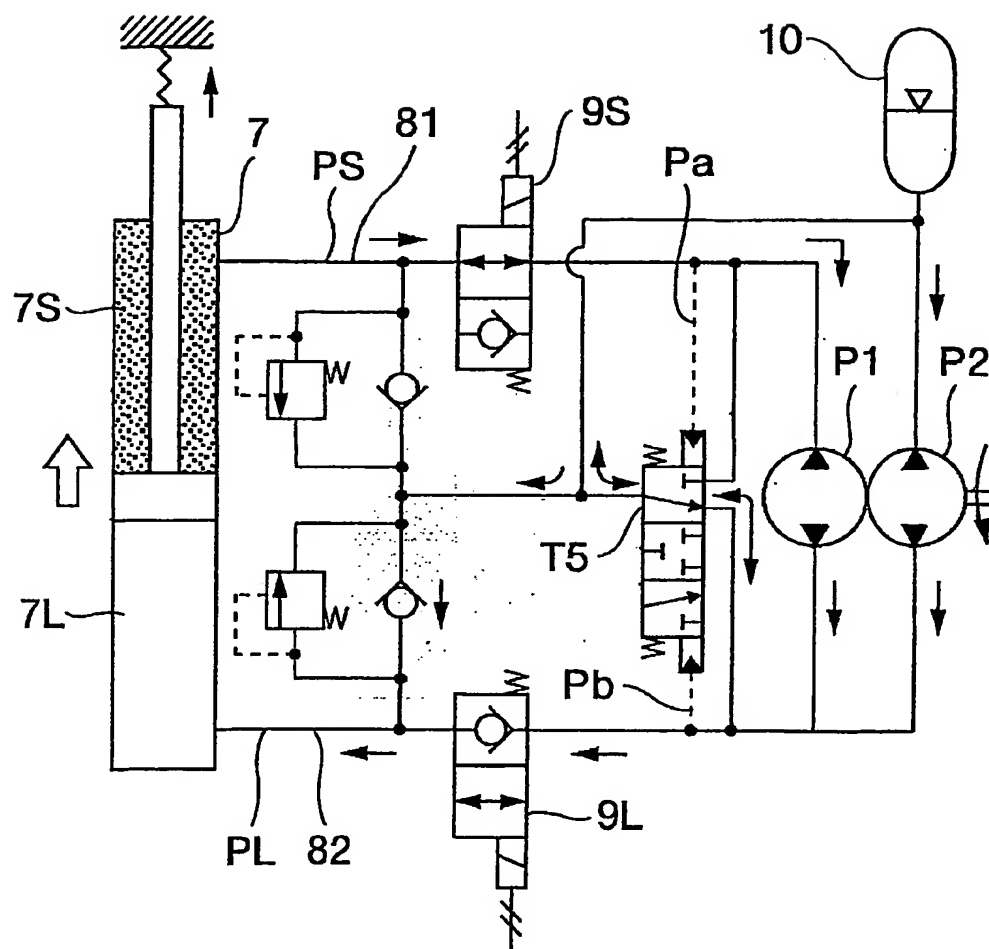
FIG. 12





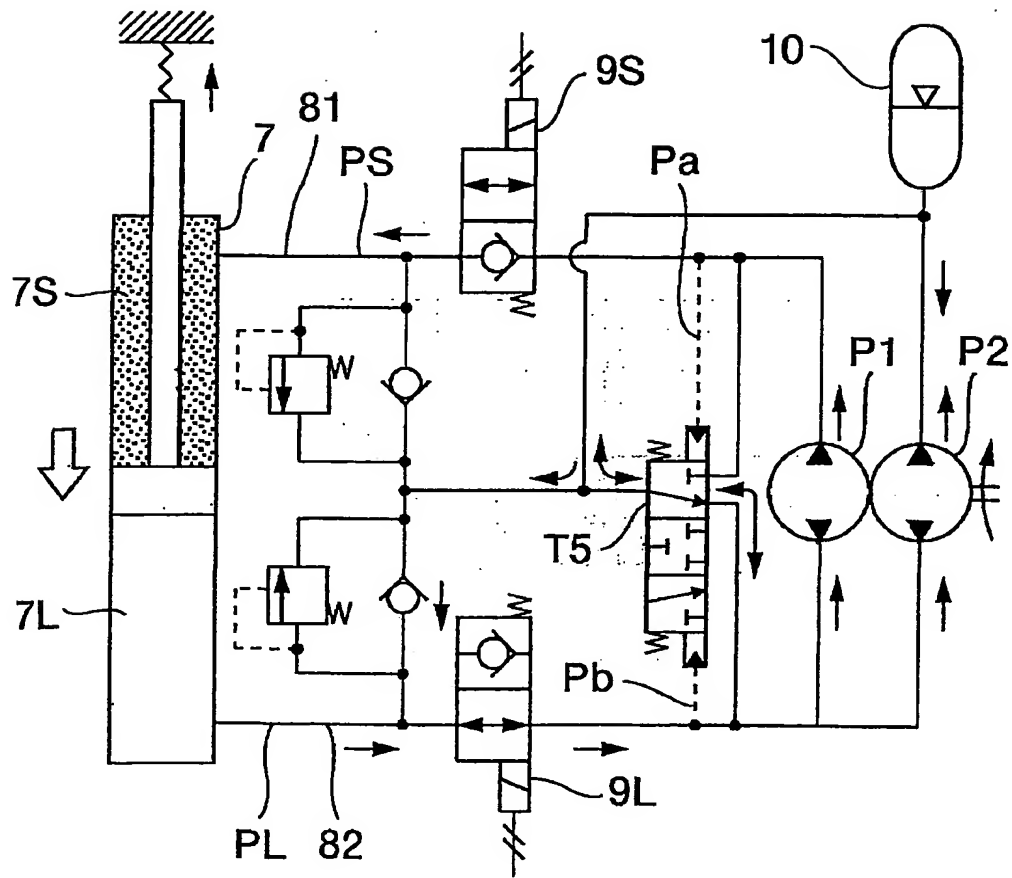
14/28

FIG. 14



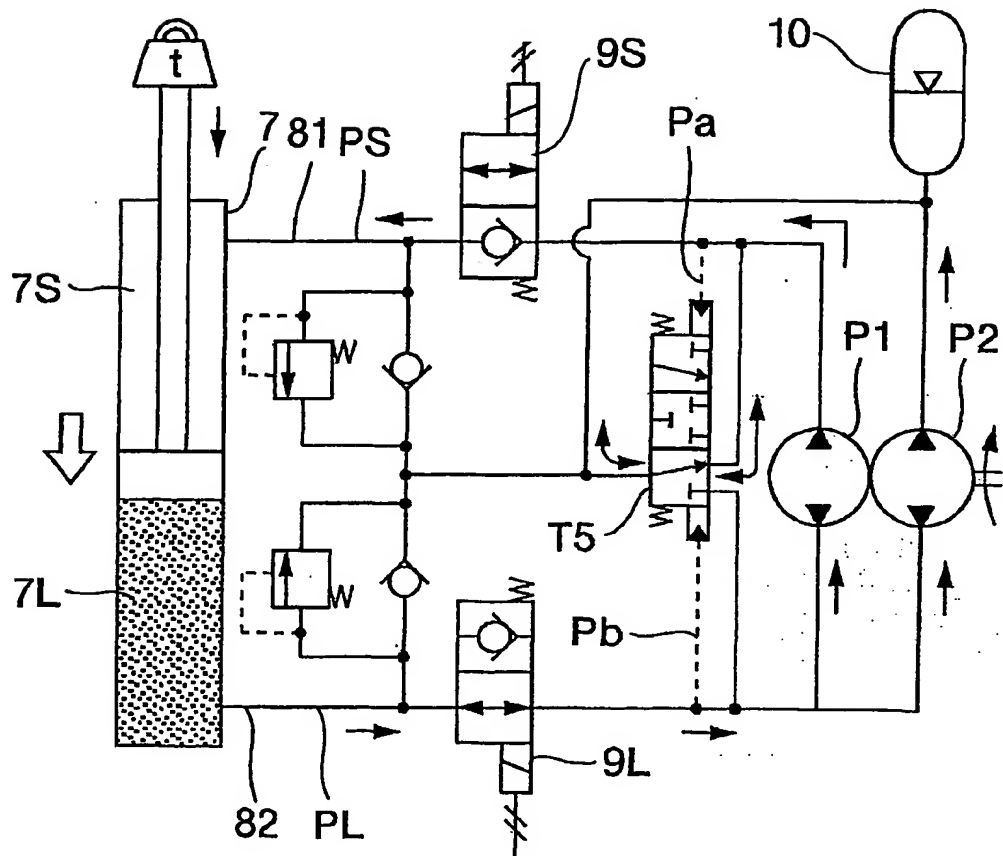
15/28

FIG. 15



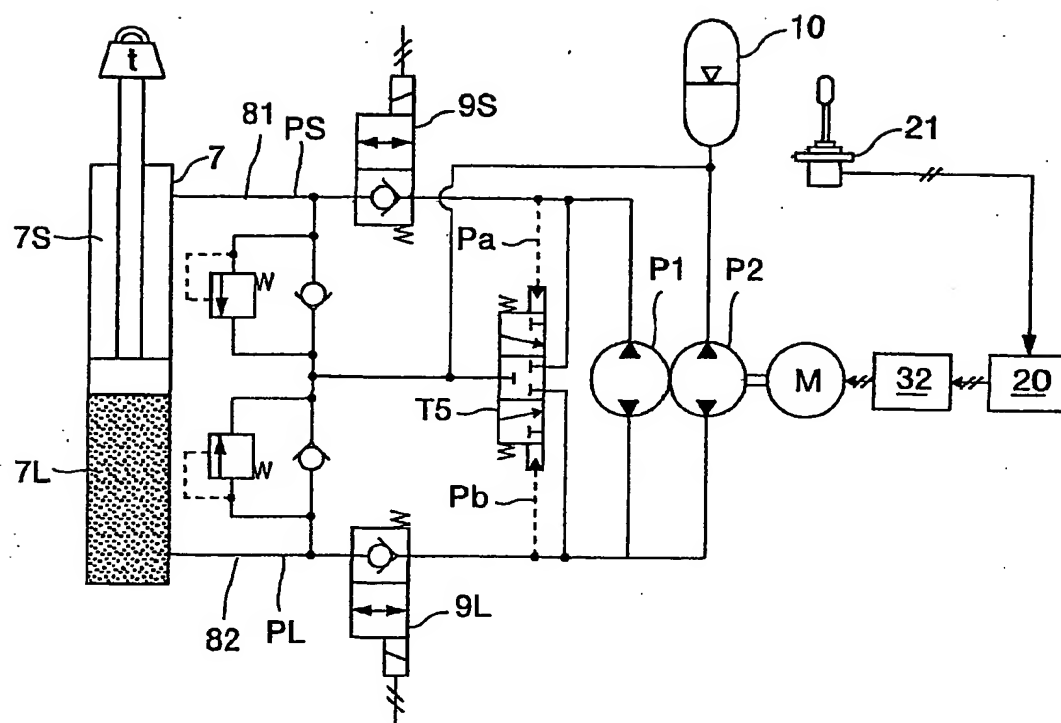
16/28

FIG. 16



17/28

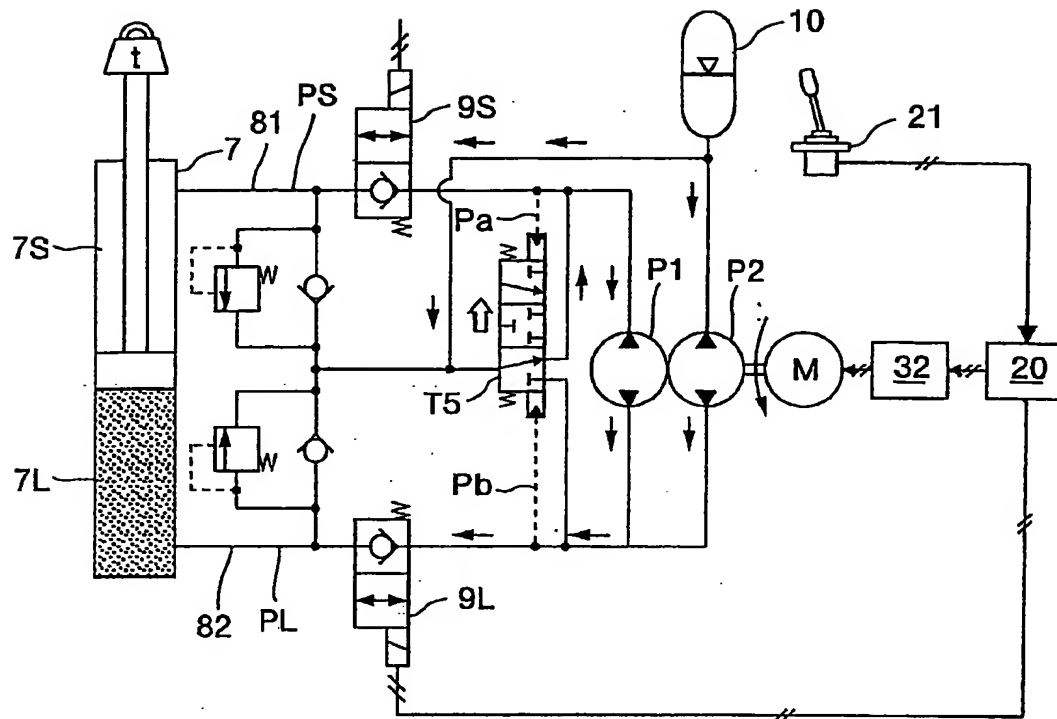
FIG. 17





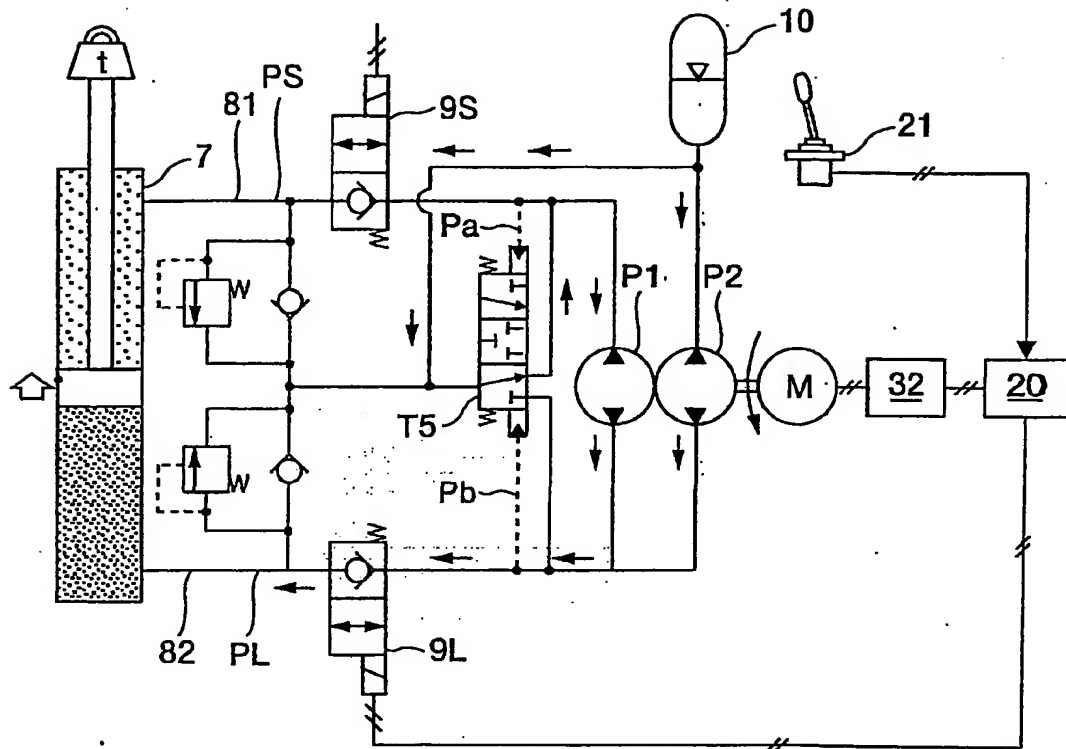
18/28

FIG. 18



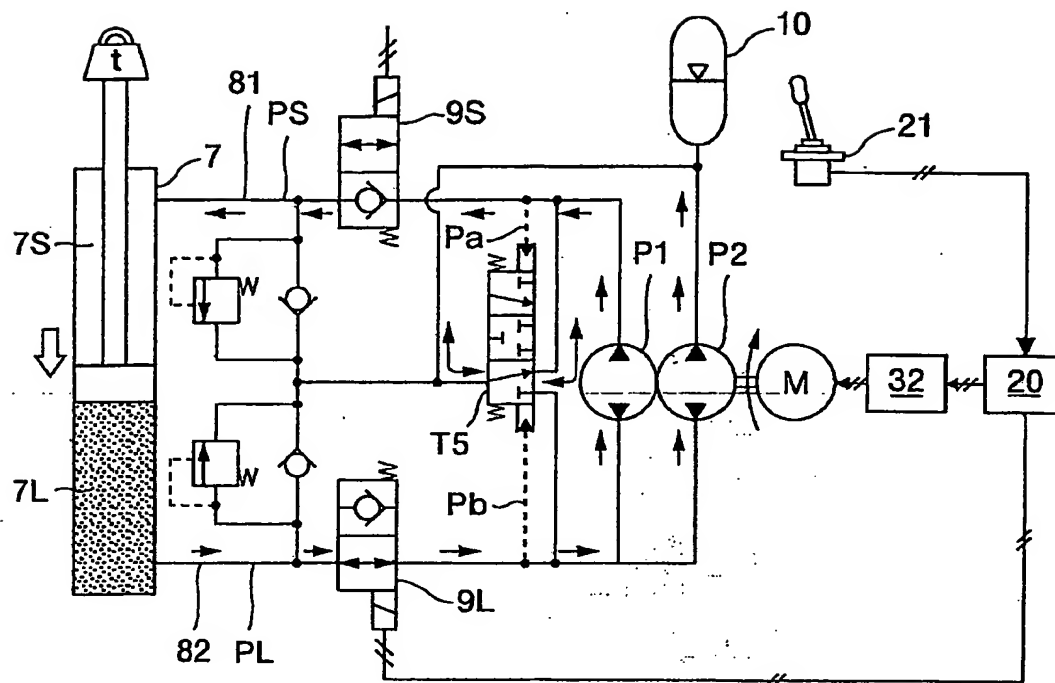
19/28

FIG. 19



20/28

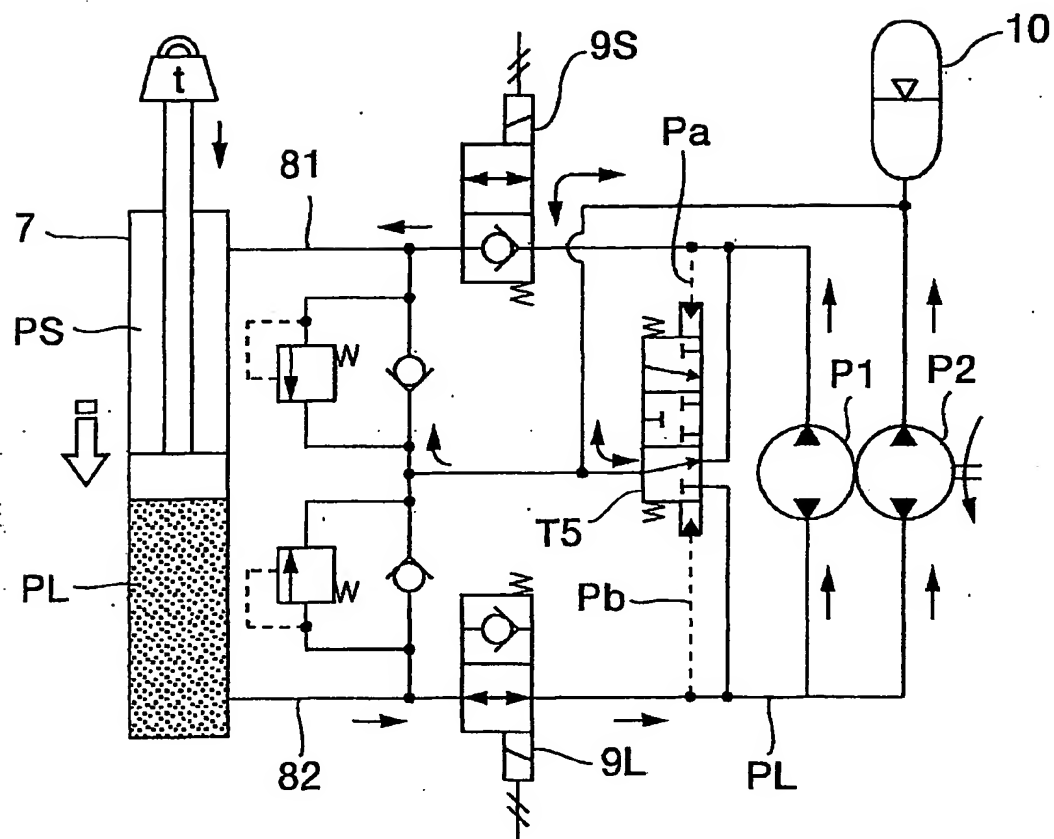
FIG. 20





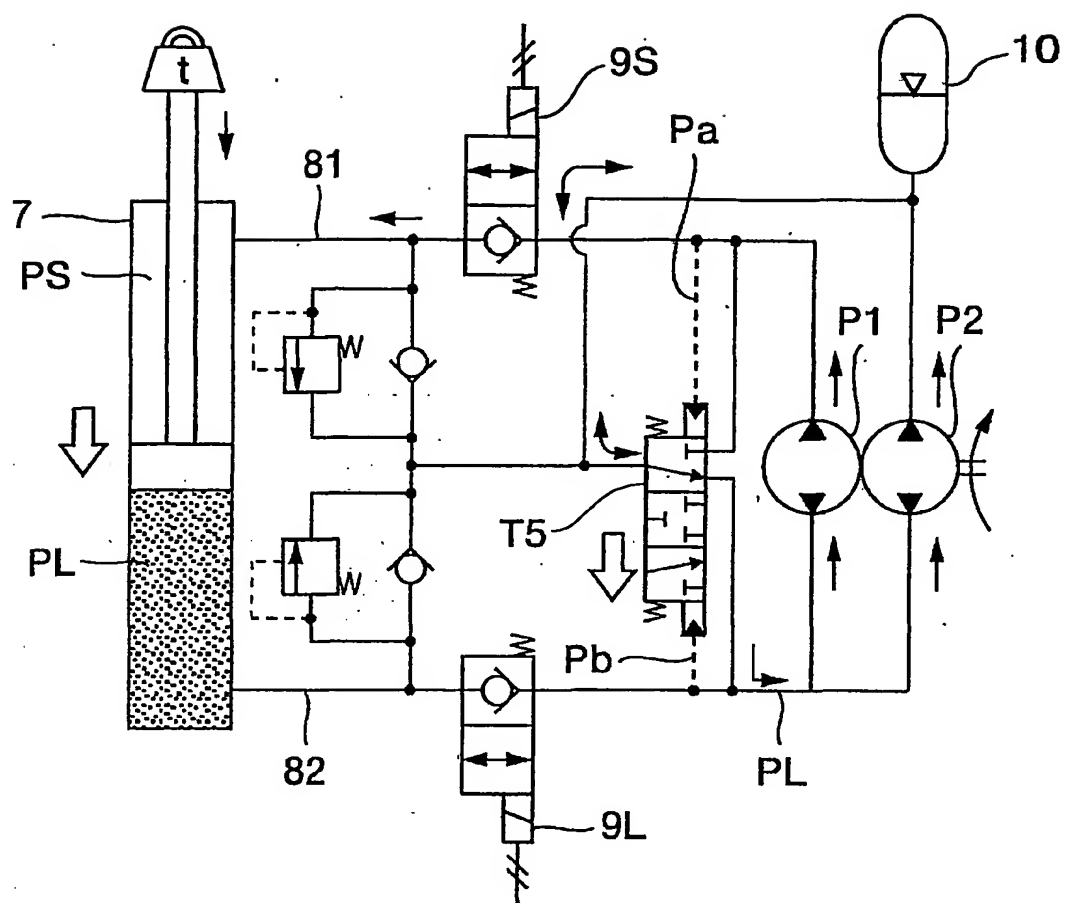
22/28

FIG. 22



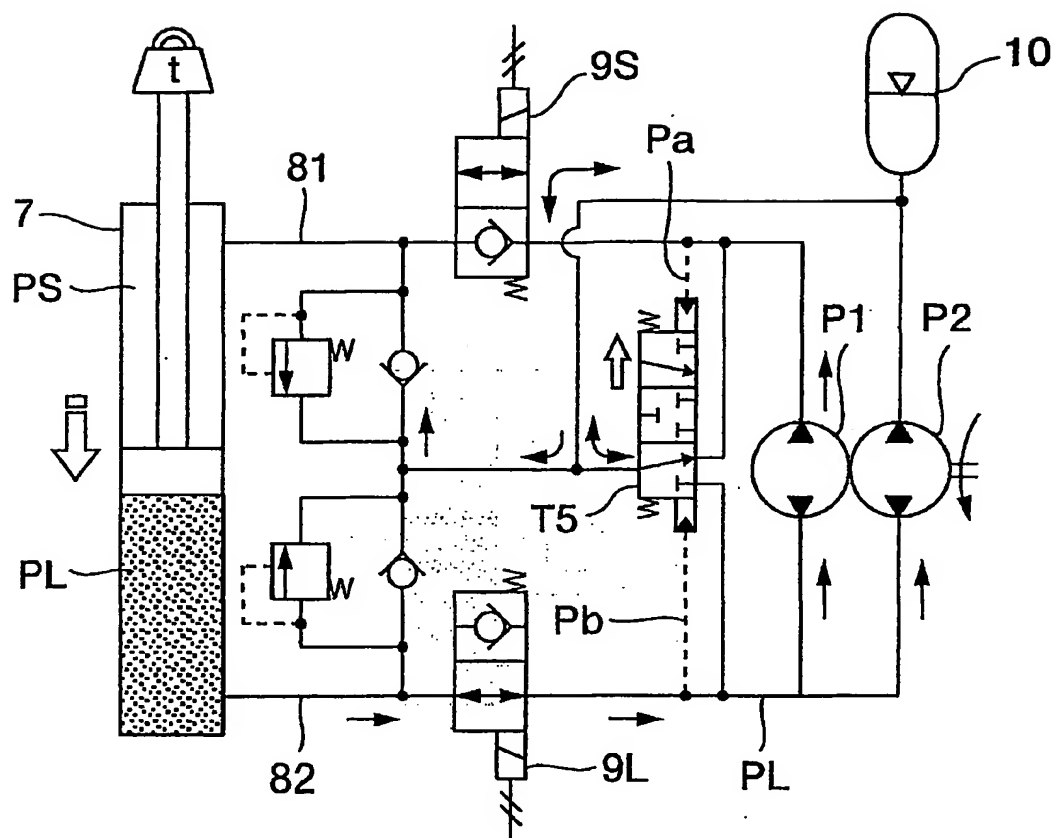
23/28

FIG. 23



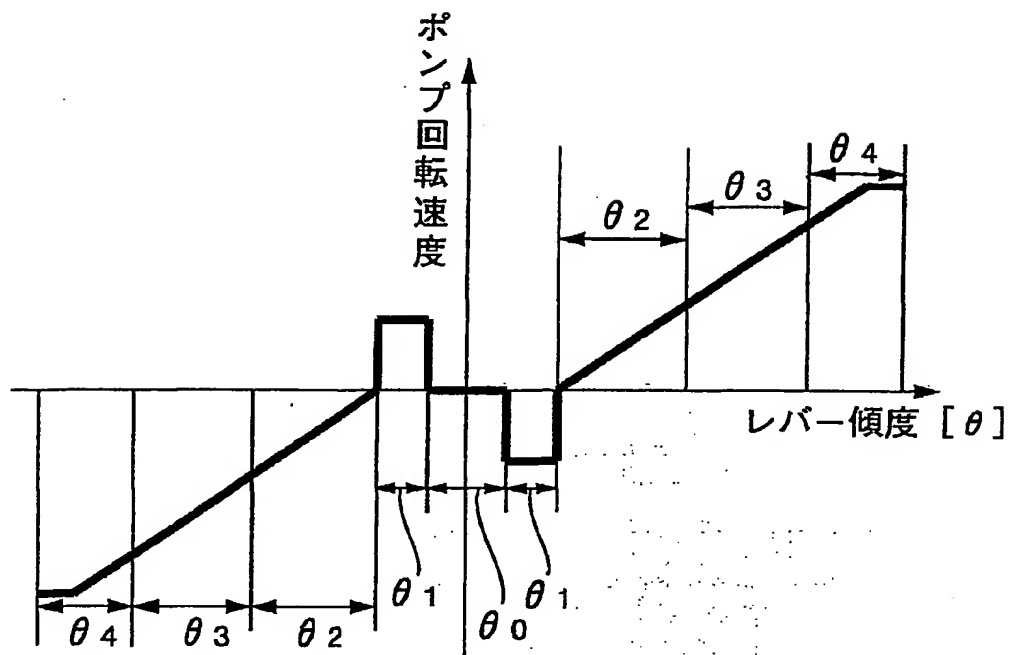
24/28

FIG. 24



25/28

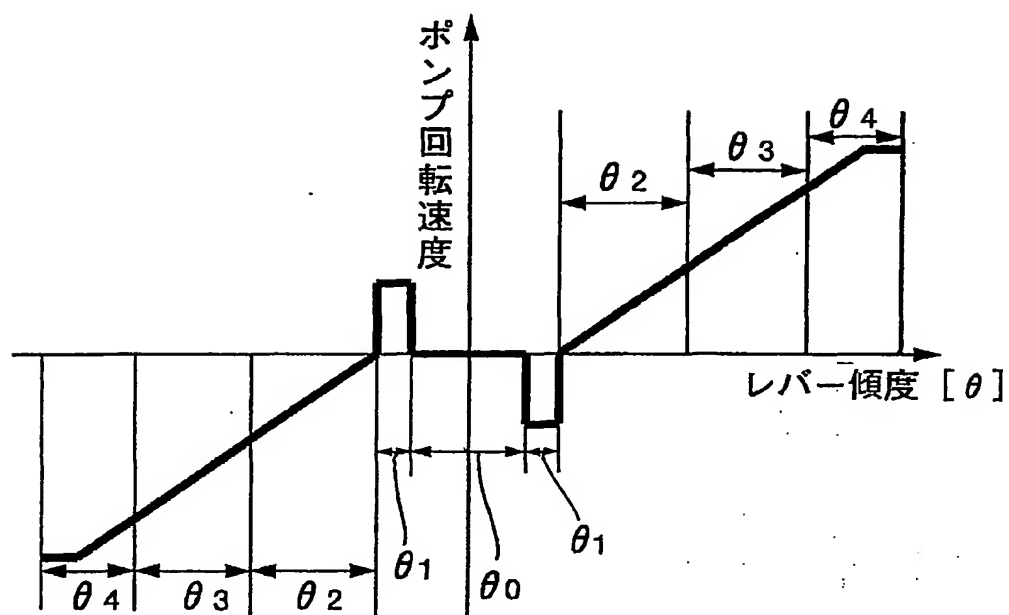
FIG. 25





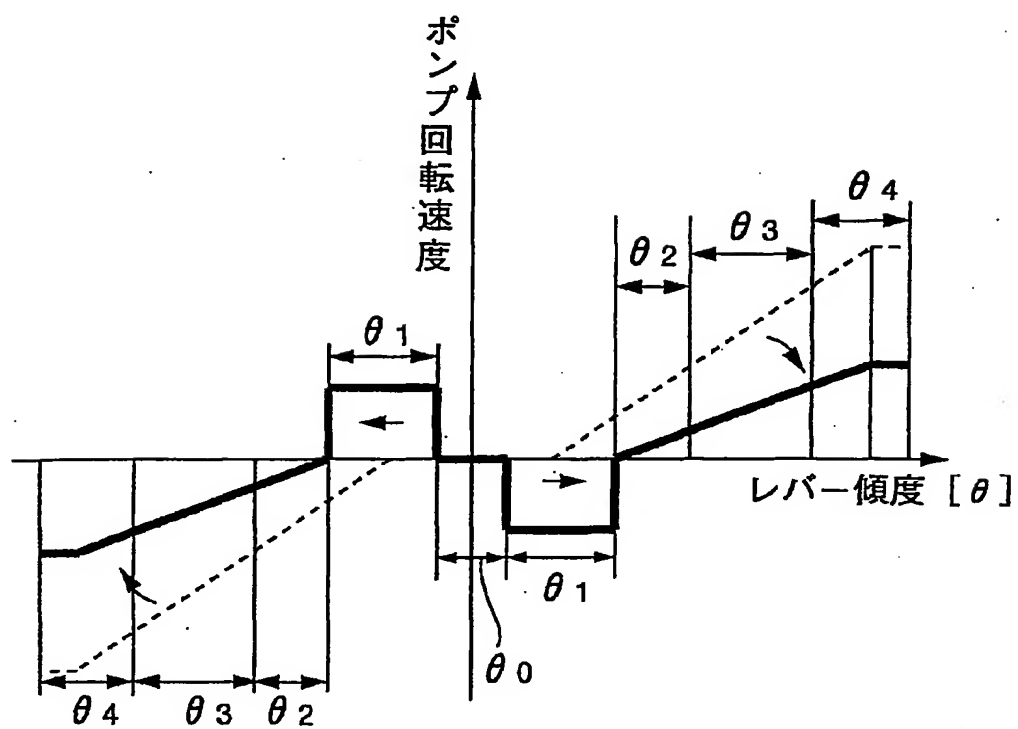
26/28

FIG. 26



27/28

FIG. 27



28/28

FIG. 28

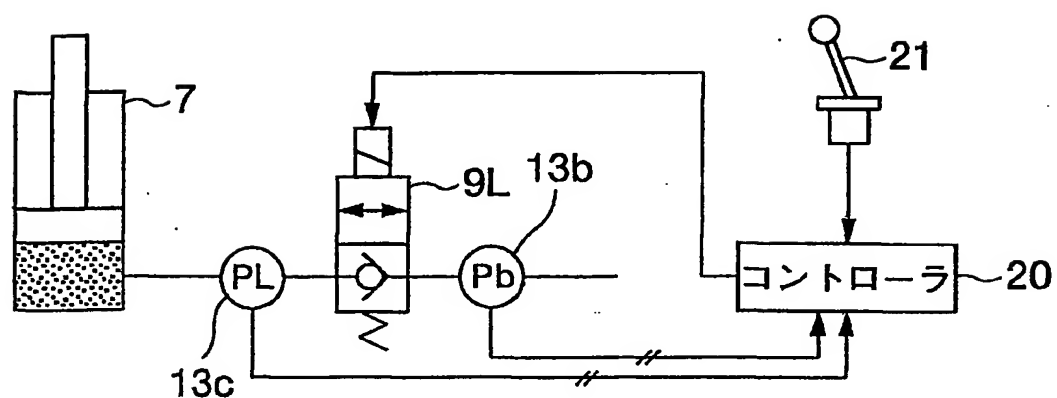
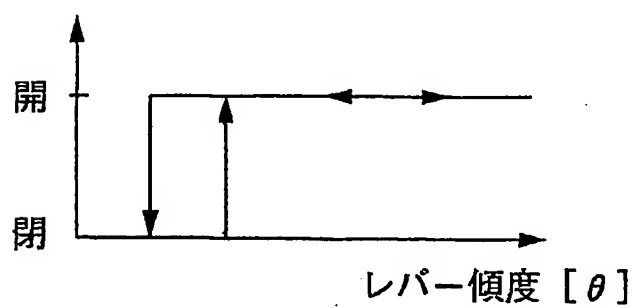


FIG. 29



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/04146

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl<sup>7</sup> F15B 11/00, E02F 9/20

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
Int.Cl<sup>7</sup> F15B 11/00-11/22, E02F 9/20-9/22

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched  
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2001  
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2001 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2001

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	US 4961316 A (BT Industries Aktiebolag), 09 October, 1990 (09.10.90), column 4, lines 1 to 4; Fig. 2 & JP 1-145999 A & SE 8704216 A & EP 0314660	1-4, 6, 7, 9-12 5, 8, 13
Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 114490/1989 (Laid-open No. 52403/1991), (Aichi Sharyo K.K.), 21 May, 1991 (21.05.91), page 3, lines 4 to 8 (Family: none)	1-4, 6, 7, 9-12 5, 8, 13
Y A	JP 62-80302 A (Kayaba Industry Co., Ltd.), 13 April, 1987 (13.04.87), Fig. 4 (Family: none)	3, 4, 6, 7, 9-12 5, 8, 13

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:  
"A" document defining the general state of the art which is not  
considered to be of particular relevance  
"E" earlier document but published on or after the international filing  
date  
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is  
cited to establish the publication date of another citation or other  
special reason (as specified)  
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other  
means  
"P" document published prior to the international filing date but later  
than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or  
priority date and not in conflict with the application but cited to  
understand the principle or theory underlying the invention  
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be  
considered novel or cannot be considered to involve an inventive  
step when the document is taken alone  
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be  
considered to involve an inventive step when the document is  
combined with one or more other such documents, such  
combination being obvious to a person skilled in the art  
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
08 August, 2001 (08.08.01)

Date of mailing of the international search report  
21 August, 2001 (21.08.01)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/04146

## C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 17955/1983 (Laid-open No. 123086/1984), (Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.), 18 August, 1984 (18.08.84), page 3, lines 1 to 2; Fig. 2 (Family: none)	4, 9-12 13
Y A	JP 6-305699 A (Nippon Yusoki Co., Ltd.), 01 November, 1994 (01.11.94), page 2, right column, lines 35 to 45; Fig. 1 (Family: none)	6, 9-12 13
Y A	JP 10-331803 A (NKK Corporation), 15 December, 1998 (15.12.98), Fig. 2 (Family: none)	7, 10-12 8, 13
Y A	JP 60-139902 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 24 July, 1985 (24.07.85), Figs. 1, 2 (Family: none)	12 13
A	JP 59-37307 A (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), 29 February, 1984 (29.02.84), page 3, upper right column, lines 3 to 15 (Family: none)	13

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F15B 11/00, E02F 9/20

## B. 調査を行った分野

## 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F15B 11/00-11/22, E02F 9/20-9/22

## 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年

日本国公開実用新案公報 1971-2001年

日本国登録実用新案公報 1994-2001年

日本国実用新案登録公報 1996-2001年

## 国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	US 4961316 A (BT Industries Akt iebolag) 09. 10月. 1990 (09. 10. 9 0), 第4欄第1-4行, 第2図 & JP 1-145999 A & SE 8704216 A & EP 0314660	1-4, 6, 7, 9-12 5, 8, 13
Y A	日本国実用新案登録出願1-114490号 (日本国実用新案登録 出願公開3-52403号) の願書に添付した明細書及び図面の内 容を撮影したマイクロフィルム (愛知車両株式会社) 21. 05 月. 1991 (21. 05. 91), 第3頁第4-8行 (ファミリ ーなし)	1-4, 6, 7, 9-12 5, 8, 13

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&amp;」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

08. 08. 01

国際調査報告の発送日

21.08.01

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

種田 治彦



3W

2920

電話番号 03-3581-1101 内線 3368

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	J P 62-80302 A (カヤバ工業株式会社) 13. 04 月. 1987 (13. 04. 87), 第4図 (ファミリーなし)	3, 4, 6, 7, 9-12 5, 8, 13
Y A	日本国実用新案登録出願58-17955号 (日本国実用新案登録 出願公開59-123086号) の願書に添付した明細書及び図面 の内容を撮影したマイクロフィルム (石川島播磨株式会社) 1 8. 08月. 1984 (18. 08. 84), 第3頁第1~2行, 第2図 (ファミリーなし)	4, 9-12 13
Y A	J P 6-305699 A (日本輸送株式会社) 01. 11 月. 1994 (01. 11. 94), 第2頁右寛第35-45行, 第1図 (ファミリーなし)	6, 9-12 13
Y A	J P 10-331803 A (日本鋼管株式会社) 15. 12 月. 1998 (15. 12. 98), 第2図 (ファミリーなし)	7, 10-12 8, 13
Y A	J P 60-139902 A (日立建機株式会社) 24. 07 月. 1985 (24. 07. 85), 第1図, 第2図 (ファミリー なし)	12 13
A	J P 59-37307 A (日立建機株式会社) 29. 02 月. 1984 (29. 02. 84), 第3頁上段右第3-15行 (ファミリーなし)	13

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

☐ **BLACK BORDERS**

☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**

☐ **FADED TEXT OR DRAWING**

☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**

☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**

☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**

☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**

☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**

☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**

☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**